

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Elektrohydraulický pohon dýhovaciego lisu

Electrohydraulic Drive of Heated Veneer

Press

Študent:

Bc. Michal Kuric

Vedúci diplomovej práce:

doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Kuric**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Elektrohydraulický pohon dýhovacího lisu**
Electrohydraulic Drive of Heated Veneer Press

Zásady pro vypracování:

Navrhněte elektrohydraulický pohon dýhovacího nábytkářského lisu pro zadané parametry lisovací síly, času lisování a manipulačních rychlostí pro určené konstrukční řešení lisu.

Vypracujte

1. Funkční schéma hydraulického pohonu s uvedením hlavních parametrů.
2. Výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu.
3. Výpočet potřebných dynamických parametrů hydraulického pohonu.
4. Specifikaci hlavních hydraulických a elektrohydraulických prvků a přístrojů.
5. Sestavný výkres řídicího hydraulického bloku.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. KOLEKTIV AUTORŮ. *Proporcionální technika a servotechnika*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.
2. KOLEKTIV AUTORŮ. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-02664.
3. KOLEKTIV AUTORŮ. *Řízení hydraulických systémů pro průmyslové aplikace*. Brno: BoschRexroth/CZ, 2007. 149 s.
4. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 2. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prehlásenie študenta

Prehlasujem, že som celú diplomovú prácu vrátane príloh vypracoval samostatne pod vedením vedúceho diplomovej práce a uviedol som všetky použité podklady a literatúru.

V Ostrave 18.5.2012

.....
Michael
Kučel

podpis študenta

Prehlasujem že

- som bol zoznámený s tým, že na mojej diplomovej práci sa plne vzťahuje zákon č. 121/200 Sb., autorský zákon, najmä § 35 – užitia diela v rámci občianskych a náboženských obradov, v rámci školných predstavení a užitia diela školného a §60 – školské dielo.
- beriem na vedomie, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (ďalej len „VŠB-TUO“) má právo nezárobokové k svojej vnútornej potrebe diplomovú prácu použiť (§ 35 odst. 3).
- súhlasím s tým, že diplomová práca bude v elektronickej podobe uložená v Ústrednej knižnici VŠB-TUO k nahliadnutiu a jeden výtlačok bude uložený u vedúceho diplomovej práce. Súhlasím s tým, že údaje o kvalifikačnej práci budú zverejnené v informačnom systéme VŠB-TUO.
- bolo zjednané, že VŠB-TUO, v prípade záujmu z ich strany, uzatvorí licenčnú zmluvu s oprávnením použiť dielo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bolo zjednané, že použiť svoje dielo – diplomovú prácu alebo poskytnúť licenciu k jeho využitiu môžem len so súhlasom VŠB-TUO, ktorá je oprávnená v takom prípade odo mňa požadovať primeraný príspevok na úhradu nákladov, ktoré boli VŠB-TUO na vytvorenie diela vynaložené (až do ich skutočnej výšky).
- beriem na vedomie, že odovzdaním svojej práce súhlasím so zverejnením svojej práce podľa zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o zmene a doplnenie ďalších zákonov (zákon o vysokých školách), v znení neskorších predpisov, bez ohľadu na výsledok jej obhajoby.

V Ostrave: 18.5.2012


.....
podpis

Meno a priezvisko autora práce:

Michal Kuric

Adresa trvalého bydliska autora práce:

Nová Bystrica 488

023 05

Slovenská republika

ANOTÁCIA DIPLOMOVEJ PRÁCE

KURIC, M. *Elektrohydraulický pohon dýhovacieho lisu: diplomová práca*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2012, 55 s. Vedúci práce: Pavlok, B.

Diplomová práca sa zaoberá návrhom elektrohydraulického pohonu dýhovacieho lisu. Úvodná časť oboznamuje s postupom lisovania a technologickým procesom. V praktickej časti, na základe analýzy funkcie stroja, sú navrhnuté dva varianty riešenia hydraulického pohonu. Po vyhodnotení a výbere vhodného variantu je zhotovená funkčná elektrohydraulická schéma. Vo výpočtovej časti sú riešené statické parametre. Vo výpočtoch sa berú do úvahy najmä tlakové straty na komponentoch z dôvodu výberu regulácie hydrogenerátora. Súčasťou práce je samostatná časť, kde je vysvetlený princíp, dôležitosť a výpočet dekompresie. Priebeh tlaku v závislosti na čase pri dekompresii je znázornený v grafe. Výkresová časť so špecifikáciou prvkov je umiestnená v prílohe.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KURIC, M. *Electrohydraulic Drive of Heated Veneer Press: Master Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipments, 2012, 55 p. Thesis head: Pavlok, B.

The master thesis deals with the design of electro-hydraulic drive of heated veneer press. The first part of the thesis introduces the procedure of pressing and technological processes. Based on the analysis functions of the machines, two variants of hydraulic control are designed in the practical part. After evaluation and selection the appropriate option is made a functional hydraulic circuit. Static system parameters are solved in the calculation part of the thesis. The calculations taken into account in particular the pressure loss due to choice of control system of hydraulic pump. The master thesis contains also the separate section that discusses the principle, the importance and the calculation of decompression. The course of pressure versus time for decompression is displayed by graph. Drawing documentation with specification of elements is placed in the case.

Obsah

Zoznam použitých značiek a symbolov	8
Úvod	11
1 Prehľad súčasného stavu.....	12
1.1 Popis dýchovacieho lisu.....	15
2 Riešenie problematiky hydraulického pohonu	18
2.1 Voľba pohonu, komponentov pohonu.....	18
2.2 Varianty riešenia	19
2.3 Porovnanie variant, výber optimálneho riešenia	22
3 Návrh a výpočet hydraulického obvodu.....	23
3.1 Popis funkcie hydraulického obvodu	23
3.2 Výpočet základných parametrov obvodu	24
3.3 Určenie tlakovej straty komponentov.....	26
3.4 Výkon elektromotora	31
3.5 Návrh svetlosti potrubí	33
3.6 Výpočet a návrh chladiaco – filtračného obvodu	36
4 Výpočet dynamických parametrov – dekompresia	44
4.1 Princíp a význam dekompresie	44
4.2 Odvodenie vzťahu pre výpočet tlaku	45
4.3 Výpočet dekompresnej clony	48
4.4 Časový priebeh tlaku počas dekompresie	50
5 Záver	51
Zoznam použitej literatúry	52
Zoznam príloh.....	54

Zoznam použitých značiek a symbolov

Značka:	Názov:	Rozmer:
D	priemer hydromotora	m
F_{L1}	lisovacia sila jedného hydromotora	N
F_{\max}	maximálna lisovacia sila	N
K	objemový modul pružnosti	Pa
P_{EM}	výkon elektromotora	W
$P_{qv,\max}$	teoretický výkon elektromotora	W
P_s	stratový výkon	W
P_{SF}	stratový výkon na filtri	W
P_{SCH}	stratový výkon na chladiči	W
P_{SK}	stratový výkon komponentov	W
P_{SR}	stratový výkon rezervný	W
Q_c	prietok kvapaliny cez clonu	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_F	teoretický prietok kvapaliny filtrom	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{G,sk}$	skutočný prietok hydrogenerátora	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_{HG3}	prietok hydrogenerátora chladenia	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_{CH}	prietok kvapaliny cez chladič	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_{\max}	maximálny prietok hydrogenerátora	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{\max1}$	maximálny prietok do hydromotorov	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{\max2}$	maximálny prietok do hydromotorov	$m^3 \cdot s^{-1}$
S	plocha hydromotora	m^2
S_c	celková činná plocha hydromotorov	m^2
S_{dc}	plocha dekompresnej clony	m^2
S_N	teplo-výmenná plocha nádrže	m^2
V_c	celkový objem tlakovanej kvapaliny	m^3
V_G	geometrický objem hydrogenerátora	m^3
V_{HG3}	geometrický objem hydrogenerátora chladenia	m^3

V_N	objem nádrže	m^3
a, b, c	rozmery nádrže	m
d_c	priemer clony	m
d_{ph}	vnútorný priemer vedenia hydromotorov	m
d_{ps}	vnútorný priemer sacieho vedenia	m
d_{pt}	vnútorný priemer tlakového vedenia	m
d_{pz}	vnútorný priemer spätného vedenia	m
f_1	viskózný súčiniteľ pre filter	1
f_2	prevádzkový súčiniteľ pre filter	1
g	gravitačné zrýchlenie ($9,8 \text{ ms}^{-2}$)	m.s^{-2}
h	zdvih stola	m
i	počet etáp	1
	počet pracovných piestov	1
k	obehové číslo	1
	súčiniteľ prestupu tepla	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
L	dĺžka	m
m	hmotnosť stola	kg
n	otáčky	s^{-1}
p_1	tlak pred dekompresnou clonou	Pa
p_2	tlak za dekompresnou clonou	Pa
p_b	tlak obtoku filtra	Pa
p_m	tlak po dekompresii	Pa
p_{\max}	maximálny lisovací tlak	Pa
p_{\min}	minimálny tlak	Pa
Δp_o	otvárací tlak logického ventilu	Pa
Δp_{sl}	tlaková strata lucerny logickeho ventilu	Pa
$\Delta p_{s,LV}$	tlaková strata logického vstavaného ventilu	Pa
Δp_{st}	tlakova strata pruziny logického ventilu	Pa

q_{CH}	merný chladiaci výkon	$W.^{\circ}C^{-1}$
q_v	skutočný prietok hydrogenerátora (podľa BOSCH)	$m^3.s^{-1}$
$q_v \text{ teor}$	teoretický prietok hydrogenerátora (podľa BOSCH)	$m^3.s^{-1}$
t	čas	s
	teplota	$^{\circ}C$
t_c	čas cyklu	s
t_D	čas dekompresie	s
t_i	čas etapy	s
t_k	teplota kvapaliny	$^{\circ}C$
t_o	teplota okolia	$^{\circ}C$
v	rýchlosť posuvu stola	$m.s^{-1}$
v_{ps}	rýchlosť kvapaliny v sacom vedení	$m.s^{-1}$
v_{pt}	rýchlosť kvapaliny v tlakovom vedení	$m.s^{-1}$
v_{pz}	rýchlosť kvapaliny v spätnom vedení	$m.s^{-1}$
v_{sk}	skutočná rýchlosť kvapaliny vo vedení	$m.s^{-1}$
Φ	tepelný výkon stratového výkonu	W
Φ_{CH}	tepelný výkon chladiča	W
Φ_N	tepelný výkon odvedený nádržou	W
η_c	celková účinnosť hydrogenerátora	1
η_{mh}	mechanicko – hydraulická účinnosť hydrogenerátora	1
η_{PH}	účinnosť hydromotorov	1
η_v	objemová účinnosť	1
μ	súčiniteľ prietoku	1
ν	kinematická viskozita	$m^2.s^{-1}$
ρ	hustota	$kg.m^3$

Úvod

Kvapalina bola využívaná v rôznych mechanizmoch od dávnej doby. Napríklad potenciálna energia vody sa využívala k pohonu mlyna cez mlynské koleso z vyššie položeného rybníka. V dnešnej dobe je takto kvapalina používaná napríklad v prečerpávacích elektrárnach, kde padajúca voda roztáča turbínu v čase väčšej spotreby elektrickej energie, čím dodáva energiu do siete, a pri prebytku energie z inej elektrárne je táto kvapalina prečerpávaná späť do vyššej nádrže.

Hydrodynamické a hydrostatické prevodníky sú používané vo veľkej miere, a ich modernizácia má veľký rozmach. Prvý, kto zostrojil hydrostatický prevodník bol francúzsky matematik Blaise Pascal. Po ňom bola pomenovaná jednotka tlaku – pascal (značka Pa).

Cieľom diplomovej práce je návrh elektrohydraulického pohonu dýhovaciego lisu. Jedná sa o nábytkársky lis, ktorý by bol možný, vo výnimočných situáciach, použiť ako viacúčelové zariadenie, napríklad s obmedzením lisovacej sily, alebo zmenou času v cykle výroby. Pre návrh lisu sú známe technické parametre prostredníctvom zadávateľa IVV Engineering s.r.o. Pre správny návrh je potrebné sa zoznámiť so základným technologickým procesom aby bolo možné navrhnuť čo najlepší variant riešenia. Pre lepšie zhotovenie elektrohydraulickej schémy je vhodné navrhnuť viacero možností zostavenia obvodu. Vzájomným porovnávaním, podľa určitých kritérií, je možné vybrať kvalitnejšie zostavený obvod. V rámci výpočtov vybraného variantu sa bude riešiť aj postupné uvoľňovanie tlaku z pracovného priestoru tzv. dekompresia.

Práca je systematicky členená do kapitol a podkapitol tak, aby umožnila ľahkú orientáciu v nej. Medzi hlavnú použitú literatúru patria príručky hydrauliky, kde sú znázornené a vysvetlené rôzne príklady hydraulických obvodov či použitých prvkov.

1 Prehľad súčasného stavu

Dyha je tenká vrstva dreva, ktorá sa vyrába rezaním, lúpaním, či krájaním. Hrúbka dreva je 0,3 ... 5 mm. Používa sa pri tvorbe povrchu nábytku, k výrobe preglejky. Výroba spočíva v opracovaní a vzájomnom spojení viacero vrstiev dýh. Tie sú navzájom spojené spojivom, ako napríklad lepidlo, a vzájomne zalisované za tepla. Lisovanie môže byť plošné a tvarové. [9] Tvarové lisovanie je znázornené na obr. 1.



Obr. 1 Tvarové lisovanie [10]

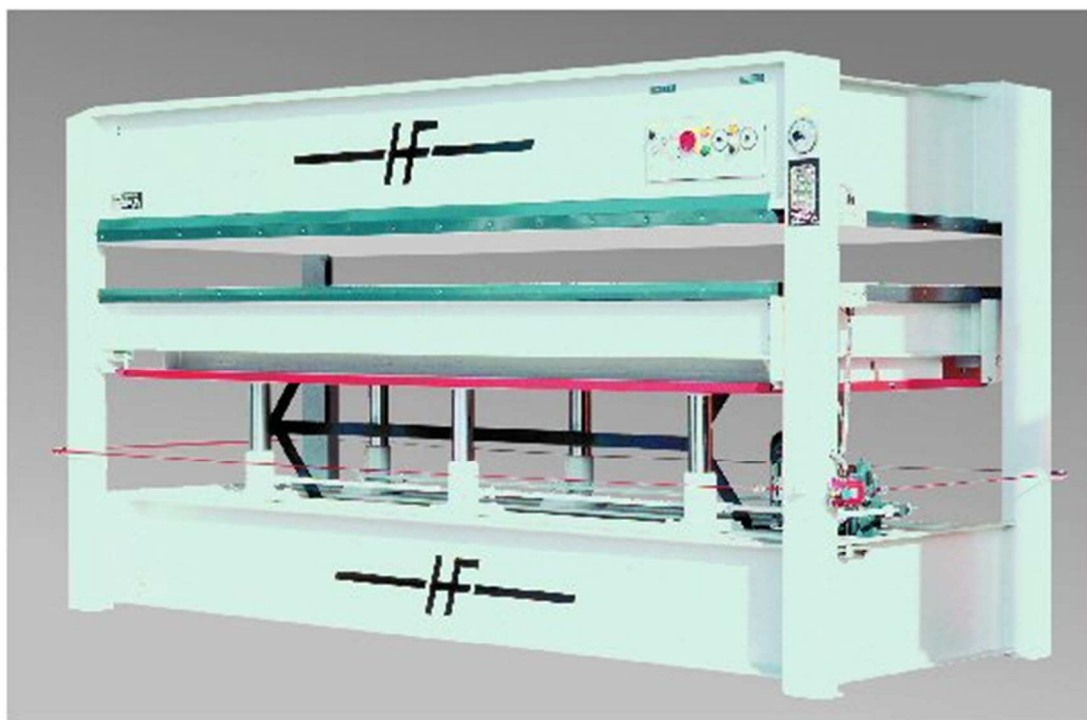
Platne lisov sú vyhrievané vodou, alebo parou. Do výpočtoch hydraulického lisu je preto potrebné zohľadniť vplyv teploty okolia.

Lisy sú prispôbované ako jednoúčelové zariadenia v úzko špecializovanej výrobe. Preto taká pohonná jednotka, ktorá by spĺňala požiadavky podľa zadaných parametrov, na trhu nie je na predaj. Je nutné sa oboznámiť s technologickým postupom výroby s použitím lisu, a navrhnúť pohon lisu. [1]

Obdobné varianty zadaného lisu sú na trhu. Jedná sa o lisy s menšou lisovacou silou, prípadne rozmermi lisovaných dosák. Takéto lisy ponúka napríklad firma Ligmat SD a.s. Lis zobrazený na obr. 3 umožňuje vkladanie materiálu zo všetkých strán, automaticky reguluje teplotu, je vybavený bezpečnostným lanovým total-stop zariadením. Firma je schopná dodať viac etážové prevedenie lisu. Podľa tabuľky produktov pre lisy HF-V (obr. 2) ponúkajú prevedenia výrobkov s lisovacím tlakom od 20 ... 120 ton. [11]

Typ	lisovací plocha (mm)	lisovací tlak (t)	válce (ks)	rozměr stroje (mm)	hmotnost (kg)
V 20	1200×800	20	2	1680×900×1560	750
V 40	2200×1100	40	4	2680×1200×1560	1800
V 50	2200×1250	50	4	2730×1350×1840	2050
V 60	2500×1100	60	6	3030×1200×1840	2500
V 60	2500×1250	60	6	3030×1350×1840	2700
V 100	2500×1250	100	6	3100×1400×1840	3250
V 80	3000×1250	80	6	3530×1350×1840	3400
V 120	3000×1250	120	6	3670×1380×2090	4800
V 120	3000×1500	120	6	3670×1630×2090	5000

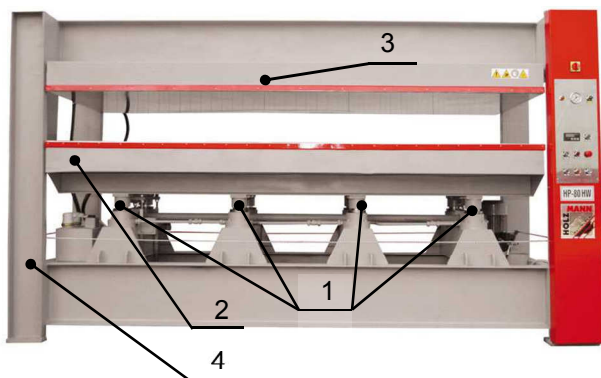
Obr. 2 Tabuľka verzií lisov HF-V firmy Ligmet SD a.s.



Obr. 3 Lis HF-V firmy Ligmet SD a.s.

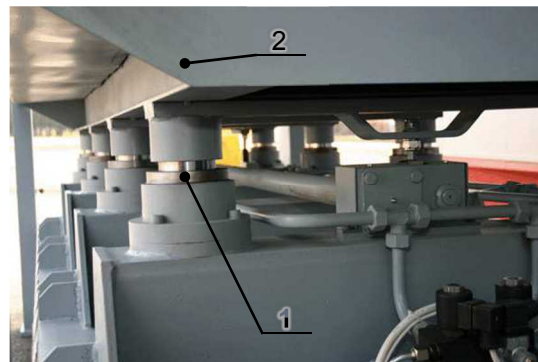
Ďalšou firmou ponúkajúca lisy je napr. HOLZMANN. Ponúka rôzne druhy lisov medzi ktorými je aj dýhovací lis HP veľkosti 20, 60, 70 a 80. Dýhovací lis HOLZMANN HP80 (obr. 4) má integrovaný hydraulický agregát, prístup k stroju z každej strany, synchronizácia je zabezpečená ozubeným hrebeňom s pastorkom, časovač termostatu prípadne jednotku PLC. Tento lis má rozmery dosák 1250 x 2970 mm, otváranie lisu 330 mm,

maximálny tlak udávaný výrobcom 3 kg/cm^2 (lisovacia sila $F_L = 1,1 \text{ MN}$) a 8 pracovných piestov. [12]



Obr. 4 Celkový pohľad na dýhovací lis
HOLZMANN HP80

1 – pracovné piesty, 2 – lisovací stôl, 3 – pevná
operná plocha, 4 – rám



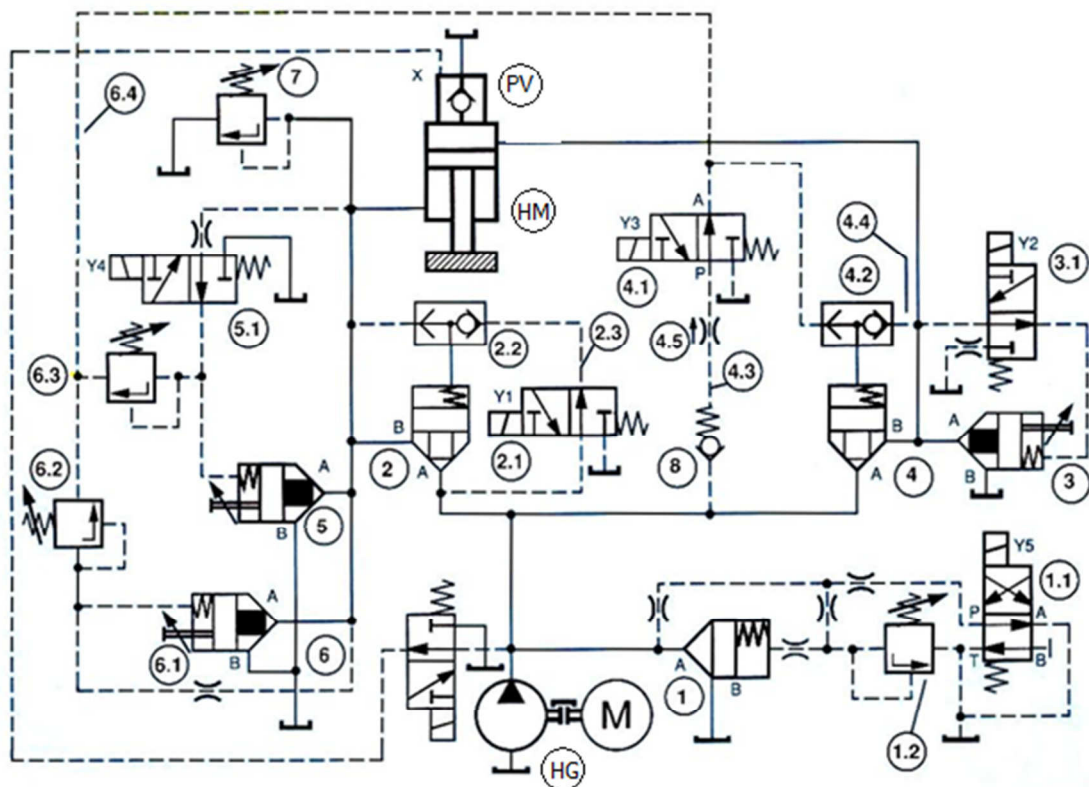
Obr. 5 Detailný pohľad na dýhovací lis
HOLZMANN HP80

1 – pracovné piesty, 2 – lisovací stôl

U lisov s veľkými prietokmi sú často použité logické vstavané ventily. Tieto nám poskytnú potrebné množstvo kvapaliny a ich individuálne použitie pomocou prístavby.

Spomínané lisy pracujú na princípe zdvihu stola. Odlišný spôsob lisovania je spúšťanie hornej časti k pevnému stolu s využitím hmotnosti pohybujúcich sa častí. Počas tohto pohybu sa cez plniaci ventil *PV* dostáva kvapalina do pracovného priestoru z vyššie položenej nádrže. Na obr. 6 je hydraulická schéma takéhoto lisu.

V kludovom stave je hydromotor *HM* uzatvorený – piestnica sa nepohybuje. Hydrogenerátor *HG* je odľahčený pomocou vstavaného ventilu 1. Pri rýchloposuve piestnice musíme tlak z medzikružia kontrolovane uvoľňovať, a to otvorením logického vstavaného ventilu 5. Piestnica je zo strany medzikružia brzdená protitlakom pre kontrolovaný pokles, a do priestoru na strane piestu je prisávaná kvapalina pomocou plniaceho ventilu *PV*. Prestavením ventilu 5.1 do základnej polohy, sa pomaly uzatvára ventil 5 a otvára sa ventil 6. Ten má obmedzovač zdvihu, a tým je tvorený protitlak pre brzdenie pohybu. Po dosiahnutí dolnej úvrati je možné lisovať po uzatvorení vstavaného ventilu 1, tlak stúpa a dopravovaný objem je vedený cez otvorený vstavaný ventil 4. Po lisovaní je nutné kontrolovane uvoľniť tlak z priestoru na strane piestu, aby sme sa vyhli prudkej expanzii. Preto prestavíme ventil 3.1, ktorý cez clonu uvoľní tlak zo strany pružiny. Ventil 3 je pomaly otváraný. Počas dekompresie je možné hydrogenerátor pomocou vstavaného ventilu 1 odľahčiť. S oneskorením je privedený signál *X* a plniaci ventil *PV* je trvalo otvorený. Pre zdvih piestnice je otvorený ventil 2. Podrobný opis logických ventilov a zobrazeného obvodu je uvedený v literatúre. [3]

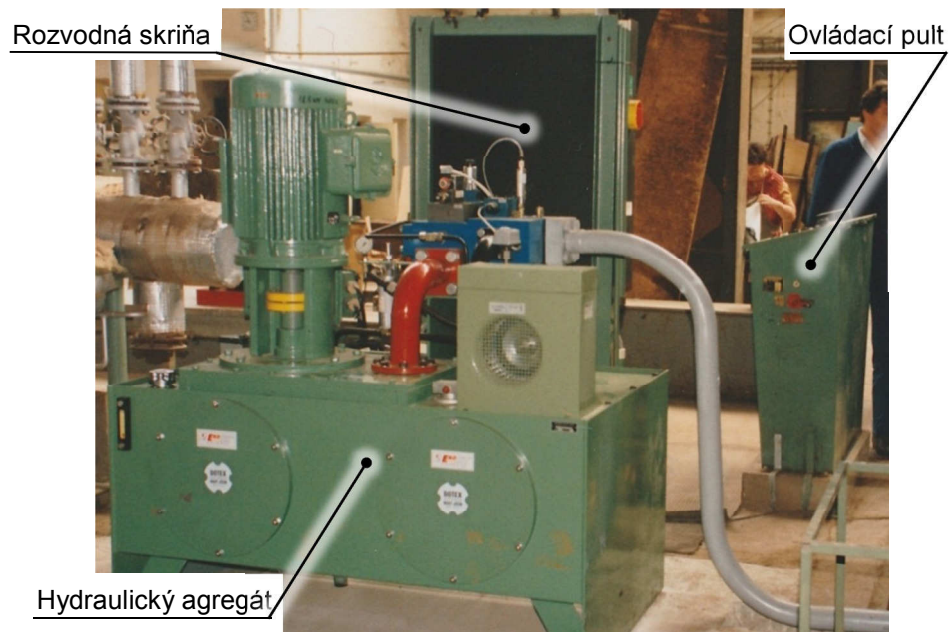


Obr. 6 Použitie logických ventilov [3]

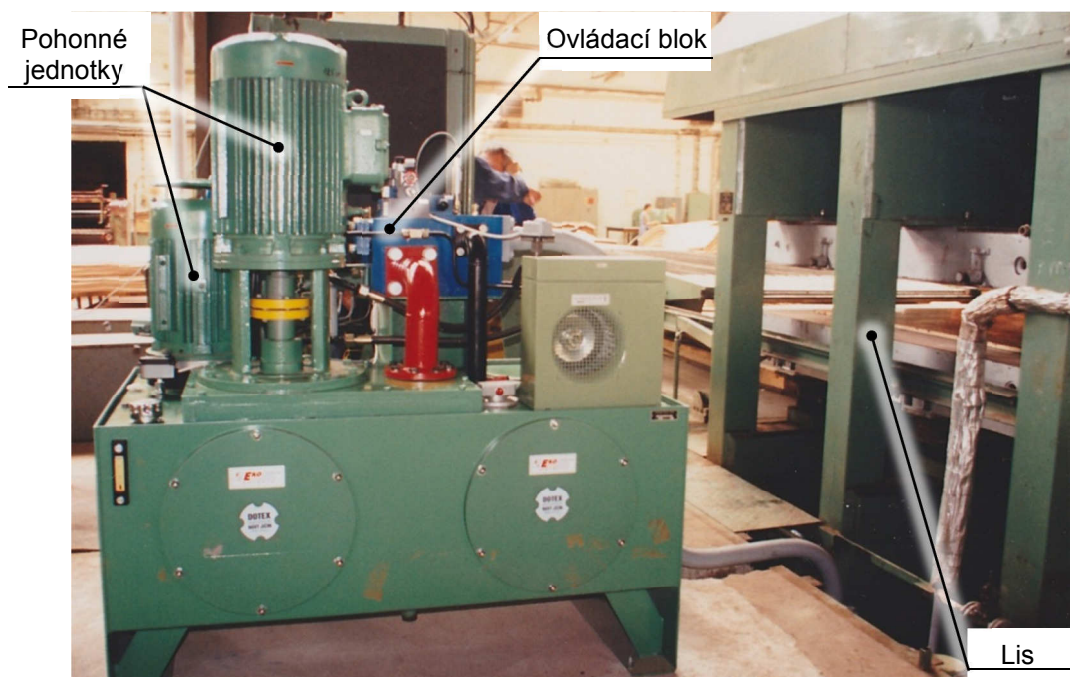
Vstavaný ventil 3 s tlmením a obmedzením zdvihu, použitý ako dekompresný ventil, je dôležitou súčasťou lisu, keďže nám chráni odpadné vetvy z hydraulických valcov pred obrovskými expanznými rázmi. Tie by mohli spôsobovať poškodenie prakticky všetkých prvkov umiestnených v tejto vetve. Rázy sú zároveň sprevádzané aj veľkou hlučnosťou.

1.1 Popis dýchovacieho lisu DXPJA 475

V tejto časti je opísaný lis nachádzajúci sa vo firme DYAS a.s. v meste Uherský Ostroh (obr. 7, obr. 8). Je to jeden z lisov so zdvihom spodného stola. Jedná sa o lis na výrobu preglejok rôzneho druhu. Pohonná jednotka obsahuje dva hydrogenerátory. Jeden je vysokoprietokový a druhý je vysokotlakový. Po zdvihnutí stola, keď sa lisovaný materiál dotkne pevnej časti lisu sa začne zvyšovať tlak v obvode. Vysokoprietokový hydrogenerátor sa odpojí, a pomocou druhého hydrogenerátora sa v obvode dosiahne požadovaný lisovací tlak a udrží sa tam po celú dobu lisovania. Tento lis je pred modernizáciou pohonnej jednotky. Preto je potrebné oboznámiť sa s jeho funkciami, aby po výmene spĺňal požadované parametre.



Obr. 7 Agregát s ovládacím pultom



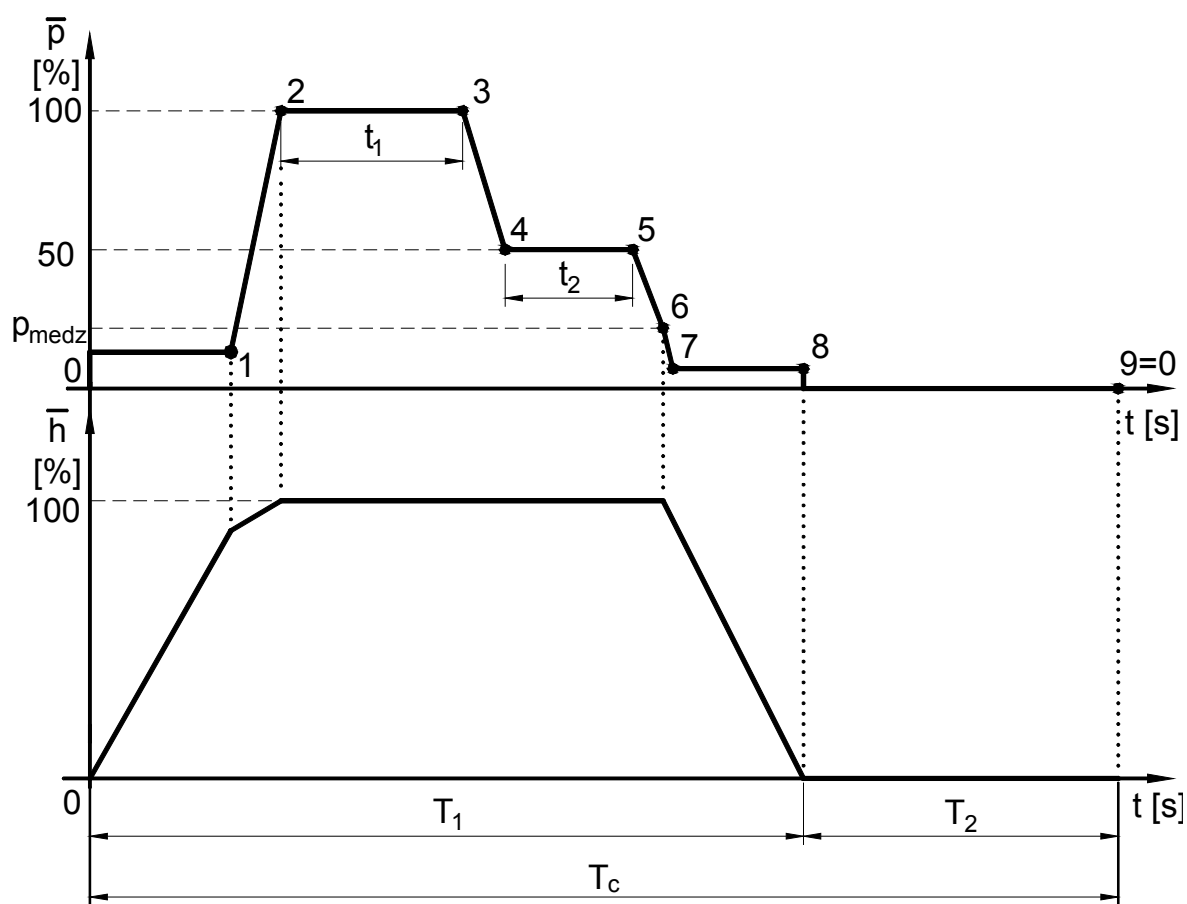
Obr. 8 Hydraulický agregát lisu

1.1.1 Technické parametre lisu

maximálna lisovacia sila	$F_{\max} = 12 \text{ MN}$
počet pracovných piestov	$i = 6$ (jednočinné, plunžerové)
priemer a zdvih piestov	$D = 280 \text{ mm}$, $h = 900 \text{ mm}$
rýchlosť zasúvania/vysúvania	$v = 0,019 \text{ m.s}^{-1}$
čas uzatvorenia/otvorenia lisovacích dosiek	$t \leq 50 \text{ s}$

1.1.2 Funkcia lisu

Pri prevádzke lisu sa bude opakovať cyklus znázornený na obr. 9. Po vložení materiálu do lisovacej stolice (bod **0**) nastane zdvih valcov – uzatváranie lisu. Tento zdvih je potrebné vykonať v krátkom časovom rozmedzí, kde nie je potrebná veľká prítlačná sila. Dostaneme sa do bodu **1**, kedy sa lis uzatvoril. V tomto bode narastá tlak vo valcoch, čím sa dosahuje lisovacia sila. Zdvih valcov je minimálny, ide len o malú deformáciu lisovaného materiálu. Nachádzame sa v bode **2**, odkedy pohon neustále udržiava tlak na požadovanú hodnotu po celý čas, aký je potrebný pri lisovaní podľa technologického postupu. Po uplynutí času sa dostávame do bodu **3**, kedy je otvorený dekompresný ventil. Ten nám postupne znižuje tlak vo vedení na požadovanú hodnotu približne 50% lisovacieho tlaku. Dostávame sa do bodu **4**, kde sa udrží tlak na tejto hodnote ďalší časový úsek. Po ubehnutí doby sa v bode **5** opäť otvorí dekompresný ventil. Po ubehnutí doby sa v bode **6** opäť otvorí dekompresný ventil.



Obr. 9 Časová schéma funkcie lisu

Po dosiahnutí medzného tlaku, čo je bod **6**, sa otvoria hlavné vypúšťacie ventily. Pri dosiahnutí bodu **7** dôjde k ustáleniu tlaku. Vtom sa začnú hydraulické valce zasúvať, a lis otvárať. Zasúvanie valcov je realizované vlastnou hmotnosťou stola. Po úplnom zasunutí

(bod 8) sa tlak vo valcoch stratí. Po technologickom oneskorení, kedy sa vymení lisovaný kus za nový, sa cyklus lisovania opakuje, pokračuje ako od bodu 0.

2 Riešenie problematiky hydraulického pohonu

V tejto kapitole sa bude riešiť hydraulický pohon lisu DXPJA 475 vo firme DYAS a.s. Modernizáciou sa zvýši spoľahlivosť lisu a predĺži sa životnosť.

2.1 Voľba pohonu, komponentov pohonu

U hydraulických lisov je možné použiť pohon priamy a pohon akumulátorový. U lisoch s priamym pohonom sú hmoty uvedené do pohybu pomocou gravitácie. Počas pohybu je piest plnený z nádrže pomocou plniaceho otvoru. Po dosiahnutí dolnej polohy sa uzatvorí plniaci ventil a tlakuje sa pracovný priestor piesta pomocou hydrogenerátora. Použitie akumulátorového pohonu je prevažne u lisov so silou lisovania nad 25 MN. Lisy sú konštruované pre väčšiu lisovaciu rýchlosť. Naakumulovaná energia je k dispozícii pri prestavovaní ventilu, a čas prestavenia hydrogenerátora je menší. Obvod môže obsahovať akumulátor, ktorý tlmí prípadné špičky tlaku, a uchováva energiu v sebe. [4]

Ako zdroj tlaku máme viacero možností. Keďže sa jedná o lis, ktorý dvíha spodný stôl, nie je možné prisávanie kvapaliny pri približovaní sa.

U dýhovacieho lisu je možné použiť:

- a) kombináciu hydrogenerátorov s rôznymi maximálnymi prietokmi
- b) regulačný hydrogenerátor

V prípade a) ide o kombináciu vysokoprietokového a nízkotlakového hydrogenerátora s vysokotlakovým a nízkoprietokovým hydrogenerátorom. V možnosti b) ide o hydrogenerátor s reguláciou na konštantný výkon. Jedná sa o hydrogenerátor, ktorého pracovný bod sa pohybuje po krivke konštantného výkonu. Súčasné riešenie pohonu lisu je práve používanie kombinácie dvoch hydrogenerátorov bez vloženého akumulátora. Podľa obr. 9 je zrejme, že od začiatku cyklu po bod 1 je potrebné dodávať veľké množstvo kvapaliny pri nízkom tlaku, a naopak od bodu 1 po bod 3 je potrebné zvýšiť tlak pri minimálnej až nulovej spotrebe kvapaliny v lisovacích valcoch.

V zadaní je stanovená rýchlosť vysúvania a zasúvania pracovných piestov. Potrebný vypočítaný prietok je vhodné usmerňovať vstavanými ventilmi, tzv. cartridge. Je možné použiť aj rozvádzače, prípadne proporcionálne rozvádzače. Umiestnenie v doske je

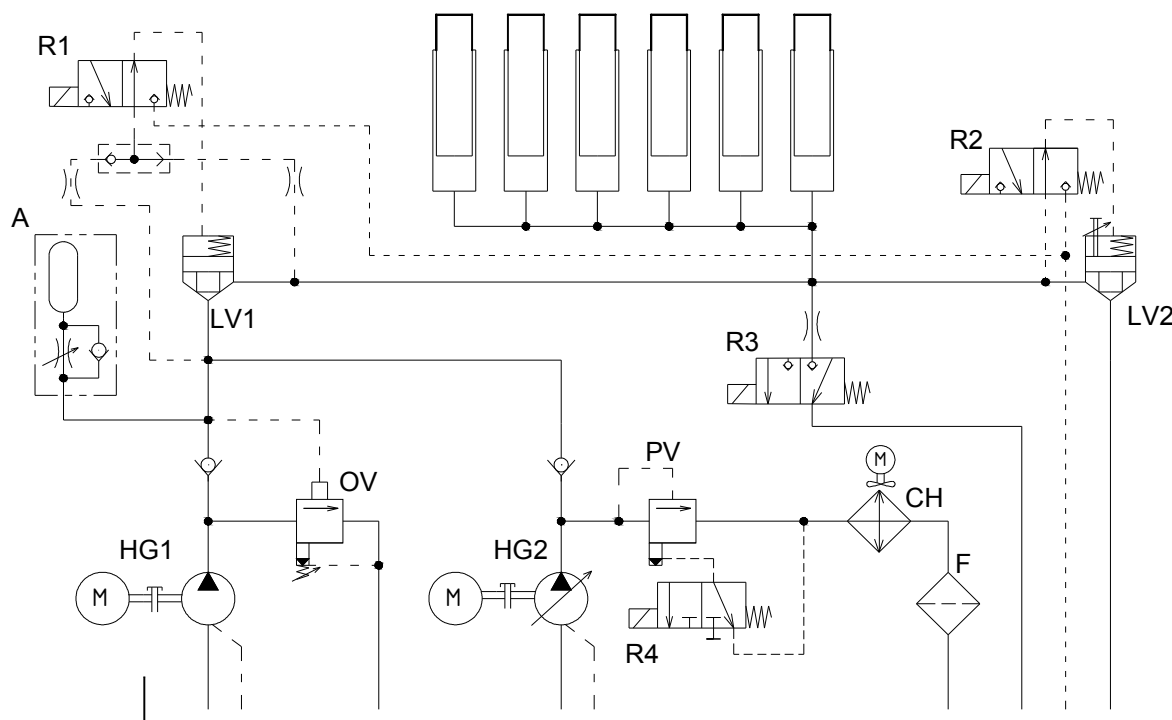
jednoduchšie s porovnaním výroby základného bloku pre cartridge. V prípade rozvádzačov je ale nutné navrhovať a počítať s veľkými svetlostami a veľkými tlakovými spádmi na nich. Toto je preto energeticky nevýhodné.

2.2 Varianty riešenia

Pre zadanú prácu som navrhol dve varianty riešenia.

2.2.1 Variant a)

Funkčná schéma hydraulického pohonu varianty a) je zobrazená na obr. 10.



Obr. 10 Schéma hydraulického pohonu

HG1, HG2 – hydrogenerátory, LV1, LV2 – logické vstavané ventily, R1, R2 – sedlové ventily ovládania vstavaných ventilov, R3 – dekompresný sedlový ventil, R4 – vypínací rozvádzač poistného ventilu, PV – nepriamo riadený poistný ventil, OV – odpojovací ventil, A – akumulátor, CH – chladič, F – filter

V uvedenej variante sú obsadené dva hydrogenerátory. Hydrogenerátor *HG1* je neregulačný vysokoprietokový. Hydrogenerátor *HG2* je regulačný na konštantný tlak. Po spustení obvodu sú v činnosti obidva hydrogenerátory. Hydrogenerátor *HG1* dodáva do obvodu veľké množstvo kvapaliny, a stôl prisúvaný väčšou rýchlosťou. Po dosiahnutí hornej polohy, a opretí sa materiálu začne tlak v obvode stúpať vďaka hydrogenerátoru

2.2.2 Variant b)

The diagram illustrates a chemical process system, likely for a distillation column, featuring several interconnected components and flow streams:

- Reflux and Feed Systems:**
 - R1:** A reboiler at the top left, connected to a condenser.
 - R2:** A reboiler at the top right, connected to a condenser.
 - LV1:** A liquid level control valve located between the R1 condenser and the main feed line.
 - LV2:** A liquid level control valve located between the R2 condenser and the main feed line.
 - GV:** A gas valve at the bottom right, connected to the main feed line.
- Distillation Column:** A vertical column with six trays, represented by rectangles, located in the upper center of the diagram.
- Heat Recovery and Control:**
 - R3:** A reboiler at the bottom left, connected to a condenser.
 - PV:** A pressure control valve located between the R3 condenser and the main feed line.
 - CH:** A control valve located between the R3 condenser and the main feed line.
 - F:** A flow control valve located between the R3 condenser and the main feed line.
- Control Loops and Instruments:**
 - HG1, HG2, HG3:** High-level control valves located at the bottom left, connected to the main feed line.
 - LV3:** A liquid level control valve located between the R3 condenser and the main feed line.

The diagram uses standard process symbols: circles for tanks or vessels, rectangles for trays or heat exchangers, triangles for control valves, and lines for process streams. Dashed lines indicate control loops or instrumentation connections.

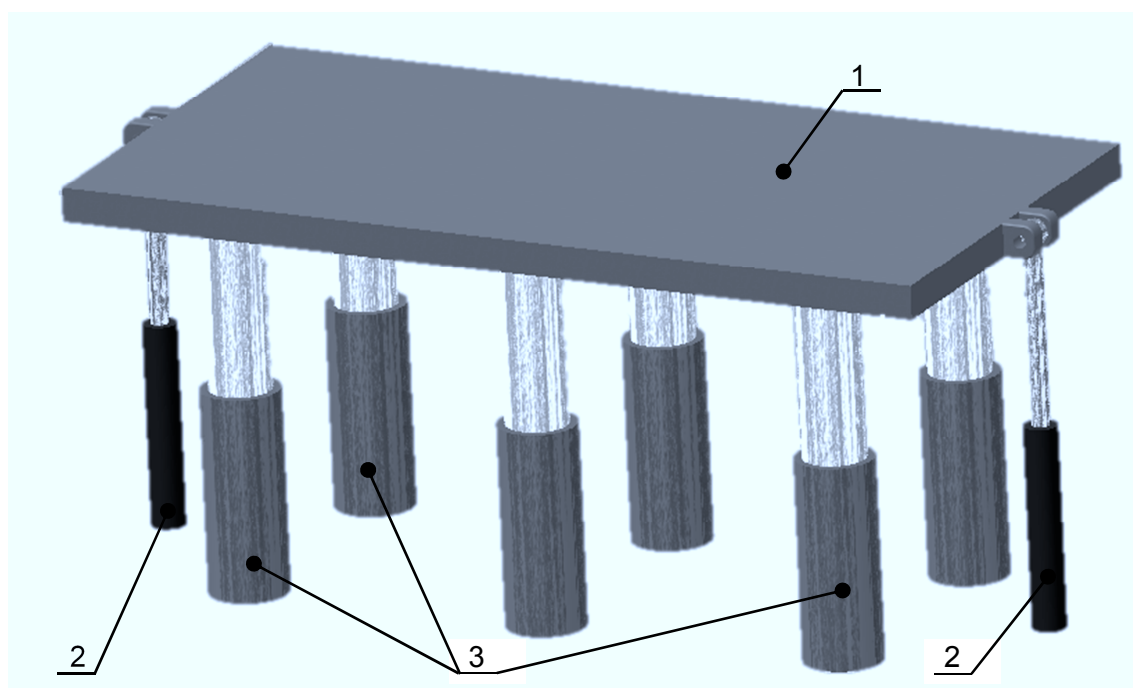
*HG1, HG2, HG3 – hydrogenerátory, LV1, LV2, LV3 – logické vstavané ventily,
R1, R2, R3 – sedlové ventily ovládania vstavaných ventilov, R4 – dekompresný sedlový
ventil, PV – poistný ventil, CH – chladič, F – filter, GV – guľový ventil*

20

kontaktu s vrchnou časťou lisu a začína lisovanie. Dosky hydrogenerátorov sa začínajú sťahovať späť, čím sa zvyšuje tlak v obvode a zvyšuje sa lisovacia sila. Po dosiahnutí požadovaného tlaku je v závislosti dĺžky lisovania možné vypnúť jeden z dvoch hydrogenerátorov. Možné prietokové straty a úbytok tlaku deformáciou lisovaného materiálu sa eliminujú druhým hydrogenerátorom. Konštantný lisovací tlak je nastavovaný hydrogenerátormi, maximálny tlak je obmedzený poistným ventilom PV.

Po lisovaní pred spustením stola je nutné najprv uzatvoriť logický vstavaný ventil LV1, zároveň je možné prestaviť rozvádzač R3, čím sa odľahčia hydrogenerátory, a teda kvapalina prúdi bez straty na výkone do nádrže, a nutné otvoriť rozvádzač R4, ktorý nám urobí dekompresiu obvodu. Po dosiahnutí dovoleného tlaku sa prestaví rozvádzač R2 a otvorí ventil LV2, ktorým je možné regulovať rýchlosť spúšťania. Hydrogenerátor HG3 je zapnutý po celú dobu spustenia niektorého hydrogenerátora. Je tak zabezpečené filtrovanie a prípadné chladenie oleja.

Pre obidve varianty je možné ešte pridať pomocné hydraulické piesty podľa obr. 12, ktorými bude stôl ťahaný dole, čím sa zvýši rýchlosť spúšťania stola.



Obr. 12 Spodný pracovný stôl s pomocnými piestami

1 – pracovný stôl, 2 – pomocné sťahovacie hydromotory, 3 – hlavné pracovné valce

2.3 Porovnanie variant, výber optimálneho riešenia

Pre objektívne porovnanie variant som zhotovil tabuľku, do ktorej som umiestnil body za kritéria. Jednotlivé pridelené body sú vysvetlené pod tabuľkou.

	Variant a)	Variant b)
Filtrácia	2	4
Chladenie	2	4
Spoľahlivosť	1	3
Univerzálnosť	3	4
Cena	3	1
Energetická bilancia	2	4
SUMA	15	20

- Filtrácia a chladenie oleja vo variante a) je funkčné len pri dosiahnutí maximálneho tlaku, alebo pri otvorení poistného ventilu. Pracovná kvapalina, ktorá ide cez veľkoprietokový hydrogenerátor nie je filtrovaná, ani v prípade potreby chladená. Keďže dosky lisu sú vyhrievané, je tu riziko nedostatočného chladenia. U varianty b) je filtrácia a chladenie zabezpečené nezávislým obvodom. Nevýhodou u nezávislého obvodu je potreba ďalšieho hydrogenerátora s elektromotorom, a tým väčší zastavaný priestor.

- U varianty a) je potrebný 100% stav obvodu pre plnú funkciu lisu. V prípade poruchy jedného z hydrogenerátora nie je možné lisovať. Pri variante b) sú použité dva hydrogenerátory rovnakých parametrov. Je možné lisovať s polovičnou rýchlosťou prísunu lisovacieho stola, napr. do doby začatia servisných prác.

- V prípade varianty b) sú použité plnoregulačné hydrogenerátory. V tejto variante je možné nastaviť maximálny požadovaný prietok a tlak, a tým meniť rýchlosť prísunu a lisovaciu silu. Vo variante a) nie je možné bez ďalšieho prídavného zariadenia meniť rýchlosť zdvihu stola, a minimálna lisovacia sila je obmedzená použitím akumulátora.

- Cenu vo variante a) znižuje použitie jednoduchých regulácií a jednoduchšia výroba bloku, avšak v obvode sa nachádza akumulátor neštandardného prevedenia, keďže v obvode je vysoký tlak.

- Vo variante b) máme možnosť plne regulovať obidva hydrogenerátory. Pri zmene technológie procesu je možné regulovať parametre obvodu. Výkon potrebný pri cykle sa pohybuje po trakčnej krivke, tzn. že nedochádza k mareniu energie.

Podľa súčtu bodov v tabuľke je vhodnejší variant b), ktorý aj vyberám. Cena lisu bude vďaka tomuto variantu vyššia, ale je tu možnosť univerzálneho použitia lisu s vyššou spoľahlivosťou a lepšou energetickou bilanciou.

3 Návrh a výpočet hydraulického obvodu

Kompletná funkčná schéma hydraulického pohonu – viď výkres 2012-KUR190-01

3.1 Popis funkcie hydraulického obvodu

Jednotka tlaku je tvorená z dvoch rovnakých axiálnych piestových hydrogenerátorov typu A4VSO pracujúce s reguláciou na konštantný výkon označené *HG1* a *HG2*, poháňané elektromotormi *EM1* a *EM2*. Dosky hydrogenerátorov sú priamo riadené proporcionálnym rozvádzačom podľa zadanej hodnoty.

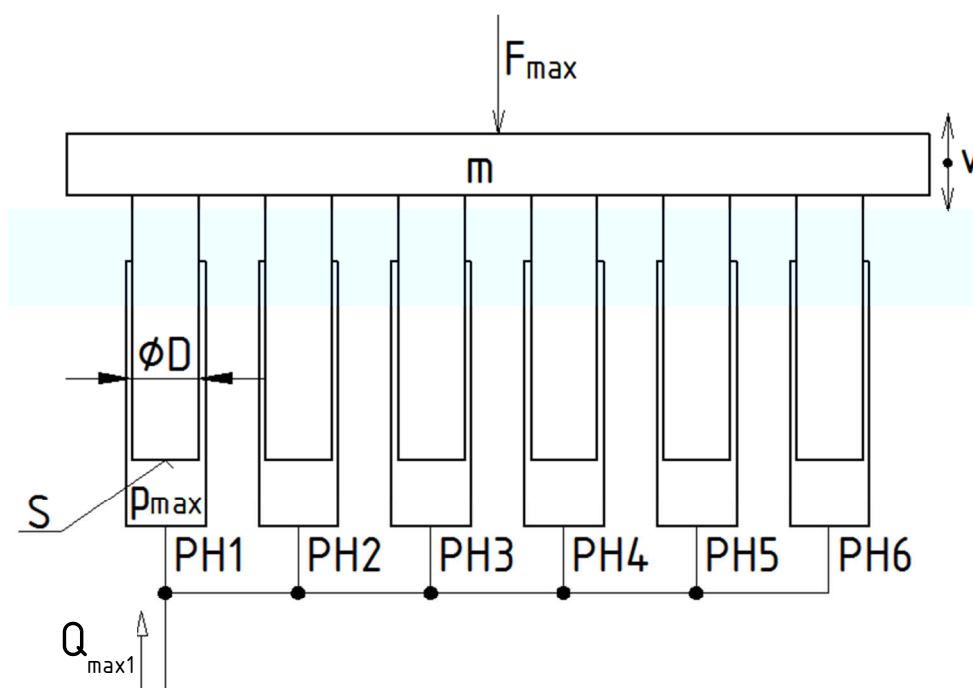
Po spustení pohonu ostávajú všetky riadiace ventily v základnej polohe. Hydrogenerátory sú reguláciou nastavené na maximálny prietok. Kvapalina prúdi do ovládacieho bloku, kde sa prietok pomocou logických vstavaných ventilov v úlohe spätných ventilov *LV1* a *LV2* združí do jedného prietoku. Keďže elektromagnet *YVa1* rozvádzača *R1* je bez napätia, logický vstavaný ventil je uzatvorený a prietok ide cez otvorený vstavaný ventil *LV5*. Plný prietok prúdi naspäť do nádrže. Po prestavení sedlového ventilu *R4* sa logický vstavaný ventil *LV5* uzatvorí a slúži ako poistný ventil. Zároveň sa prestaví rozvádzač *R1* čím sa otvorí logický vstavaný ventil *LV3*. Kvapalina prúdi do hydromotorov, tlaková strata sa zvýši a dosky hydrogenerátorov sa prestavia na menší geometrický objem. Lisovací stôl sa dvíha. Po dosiahnutí vrchnej polohy sa stôl oprie do hornej časti lisu. Pomocou regulácie tlak v obvode stúpa na žiadanú hodnotu. Tá je meraná snímačom tlaku *S3*, a prietok hydrogenerátorov sa zníži na minimálnu hodnotu. Tlak sa udržiava, a prípadné priesaky sa eliminujú zmenou geometrického objemu. Pre zníženie tlaku v obvode, v závislosti technologického procesu, je nutné uzatvoriť vstavaný ventil *LV3*. Tlak z hydrogenerátorov je možné uvoľniť cez vstavaný logický ventil *LV5*. Potom sa prestaví sedlový ventil *R3*, ktorý slúži na dekompresiu obvodu do doby zníženia tlaku na zadanú hodnotu opäť meraného na snímači *S3*. Po uplynutí času sa otvorí dekompresný ventil. Tlak v hydromotoroch sa znižuje až po minimálnu stanovenú hodnotu. Vtedy sa prestaví sedlový ventil *R2* čím sa otvorí vypúšťací logický vstavaný ventil *LV4*. Lis sa otvára a rýchlosť otvárania je možné regulovať obmedzením zdvihu lucerny.

Zároveň so spustením pohonu sa zopne aj samostatný filtračný a chladiaci obvod. Pohonná jednotka u tohto pomocného obvodu tvorí zubové čerpadlo bez regulácie *HG3* a elektromotor *EM3*. Tento pomocný obvod pozostáva z chladiča *CH*, filtra *F* a poistného ventilu *PV*. Tento obvod beží neustále počas celej doby spustenia hlavného pohonu. Chladenie kvapaliny je zabezpečené pomocou vzduchového chladiča so snímačom

teplôt. Pri prekročení stanovenej hranice teploty sa spustí elektromotor *EM4* po dobu ochladenia kvapaliny.

3.2 Výpočet základných parametrov obvodu

Na obrázku 13 sú znázornené základné potrebné veličiny pre jednoduchšiu predstavu k výpočtu.



Obr. 13 Popis parametrov hydromotorov

- Zadané hodnoty

maximálna lisovacia sila	$F_{max} = 12 \text{ MN}$
počet hydromotorov	$i = 6$ (jednočinne, plunžerové)
priemer a zdvih hydromotorov	$D = \varnothing 0,28 \text{ m}$, $h = 900 \text{ mm}$
rýchlosť zasúvania/vysúvania	$v = 0,019 \text{ m.s}^{-1}$
čas uzatvorenia/otvorenia lisovacích dosiek	$t \leq 50 \text{ s}$

- Plocha piestu

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,28^2}{4} = 61,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.1)$$

- Celková plocha

$$S_c = 6 \cdot S = 6 \cdot 61,6 \cdot 10^{-3} = 0,3696 \text{ m}^2 \quad (3.2)$$

- Maximálna lisovacia sila na jeden piest

$$F_{L1} = \frac{F_{\max} + m \cdot g}{i} = \frac{12 \cdot 10^6 + 10000 \cdot 9,81}{6} = 2016350 \text{ N} \quad (3.3)$$

- Potrebný prietok k uzatvoreniu lisu vypočítaný z danej rýchlosti

$$Q_{\max 1} = S_c \cdot v \cdot \frac{1}{\eta_{PH}} = 0,3696 \cdot 0,019 \cdot \frac{1}{0,95} \quad (3.4)$$

$$Q_{\max 1} = 7,392 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 443,52 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

- Potrebný prietok k uzatvoreniu lisu z daného času uzatvorenia

$$Q_{\max 2} = S_c \cdot \frac{h}{t} \cdot \frac{1}{\eta_{HM}} = 0,3696 \cdot \frac{0,9}{50} \cdot \frac{1}{0,95} \quad (3.5)$$

$$Q_{\max 2} = 7,003 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} = 420 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Pre návrh hydrogenerátora použijeme väčší prietok vydelený počtom hydrogenerátorov

$$Q_{\max} = \frac{Q_{\max 1}}{2} = \frac{7,392 \cdot 10^{-3}}{2} = 3,696 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 221,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.6)$$

- Potrebný lisovací tlak

$$p_{\max} = \frac{F_{L1}}{S} = \frac{2016350}{61,6 \cdot 10^{-3}} = 32,7 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 32,7 \text{ MPa} \quad (3.7)$$

- Geometrický objem hydrogenerátora

Volím otáčky elektromotora $n = 1450 \text{ min}^{-1}$

$$V_{G \min} = \frac{Q_{\max}}{n} = \frac{3,696 \cdot 10^{-3}}{24,167} = 1,53 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 153 \text{ cm}^3 \quad (3.8)$$

Z katalógu výrobcu navrhujem hydrogenerátor: BOSCH A4SVO 180 s reguláciou na konštantný výkon HS4V, ktorého geometrický objem $V_g = 180 \text{ cm}^3$.

- Skutočný prietok hydrogenerátora

Zo vzorca (3.8) vypočítame:

$$Q_{G,sk} = V_G \cdot n = \frac{180}{10^6} \cdot 24,167 = 4,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 261 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Podľa katalógu výrobcu je možnosť obmedzenia geometrického objemu až o 50% $V_{G \max}$.

- Veľkosť nádrže

Veľkosť nádrže sa volí podľa prietoku hydrogenerátorov, a to:

$$V_N = k \cdot Q_{\max} \quad (3.9)$$

kde k je obehové číslo. U stacionárnych strojov sa volí $k = 3 \dots 5$. Potom platí:

$$V_N = 3 \cdot 444 = 1332 \text{ dm}^3$$

Z praktických dôvodov, ako sú rozmery nádrže, obvod pracujúci len v určitých časových úsekoch a nezávislé neustále pracujúci chladiaci obvod s filtráciou volím $V_N = 1000 \text{ dm}^3$ firmy *Hydrocom*, typ *NG1000*.

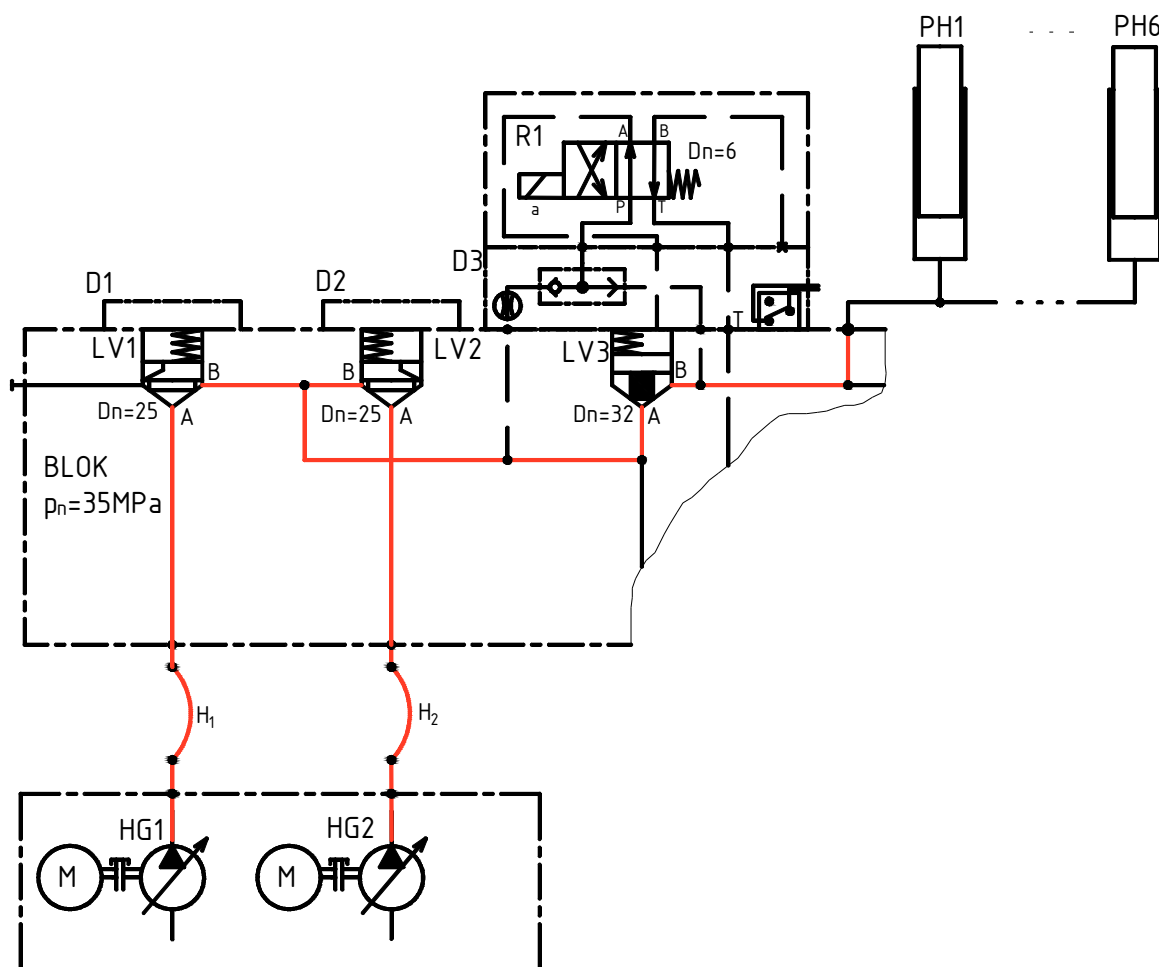
3.3 Určenie tlakovej straty komponentov

Pri posuve stola nahor pôsobí proti tlaku hydrogenerátora tiaž stola a tlakové straty komponentov vo vetve. Pre určenie výkonu potrebného k zdvihu musím navrhnúť komponenty a tlakové straty odčítať v závislosti od prietoku. Dôvodom určenia tlakových strát je taktiež ovplyvnené výberom regulácie hydrogenerátora. Zvolená regulácia na konštantný výkon mení prietok podľa záťaže. Pri veľkých tlakových strátach by sa regulácia prestavila na menší prietok Q a väčší tlak p . Takýmto znížením prietoku by sa mohlo stať, že nesplním podmienku času uzatvorenia lisu.

Spúšťanie stola po dekompresii je realizované vlastnou tiažou. Pre overenie, či je tlak vyvedený od hmotnosti stola schopný prekonať odpor je taktiež potrebné navrhnúť a odčítať tlakové straty na komponentov vo vetve.

3.3.1 Posuv stola hore

Na obr. 14 je znázornená časť funkčnej hydraulickej schémy so zvýraznenými použitými cestami pri posune nahor. Pri zdvíhaní stola je kvapalina tlačaná z hydrogenerátorov *HG1* a *HG2* cez vedenie do logických vstavaných ventilov *LV1* a *LV2*. Tie slúžia ako spätné ventily, cez ktoré prúdi olej polovičným prietokom. Za spätnými ventilmi sa prietok spája do jedného, a ten potom ide cez otvorený bezpečnostný logický ventil *LV3*. Z neho pokračuje tlak do hydraulických motorov. Straty v hadiciach zanedbávam.



Obr. 14 Časť funkčnej schémy – dvíhanie stola

- Logický vstavaný ventil LV1, LV2

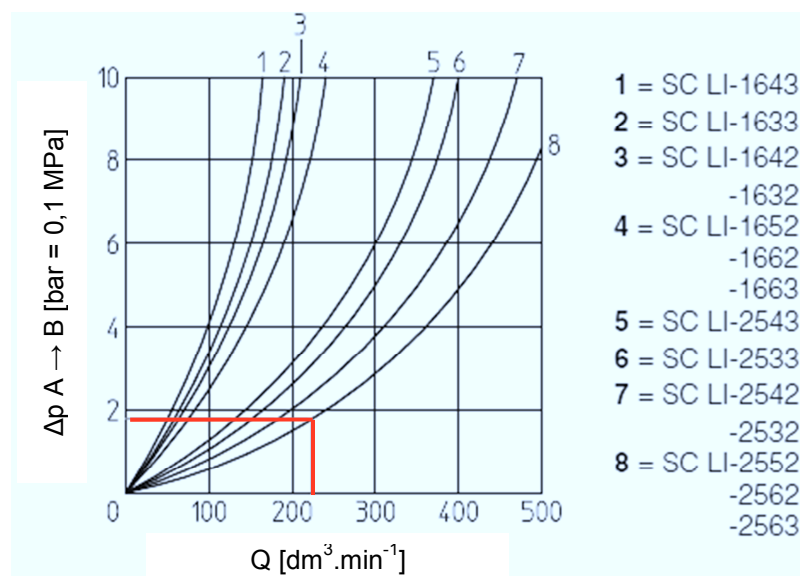
Volím logický ventil firmy ATOS a to LIDA2, ktorej veľkosť je DN 25 mm s lucernou typu SC LI – 2552. Silu pružiny volím 0,3 MPa. Potom tlakový spád na ventile bude:

$$\Delta p_{s,LV1} = \Delta p_{s,l} + \Delta p_{st} = 0,2 + 0,3 \quad (3.10)$$

$$\Delta p_{s,LV1} = 0,5 \text{ MPa}$$

kde $\Delta p_{s,LV1}$ je celková tlaková strata na logickom ventile LV1
 $\Delta p_{s,l}$ - tlaková strata na lucerne
 Δp_{st} - tlaková strata na pružine

Hodnotu $\Delta p_{s,l}$ získame z charakteristiky logického ventilu na obr. 15.



Obr. 15 $\Delta p - Q$ charakteristika spätného vstavaného logického ventilu [15]

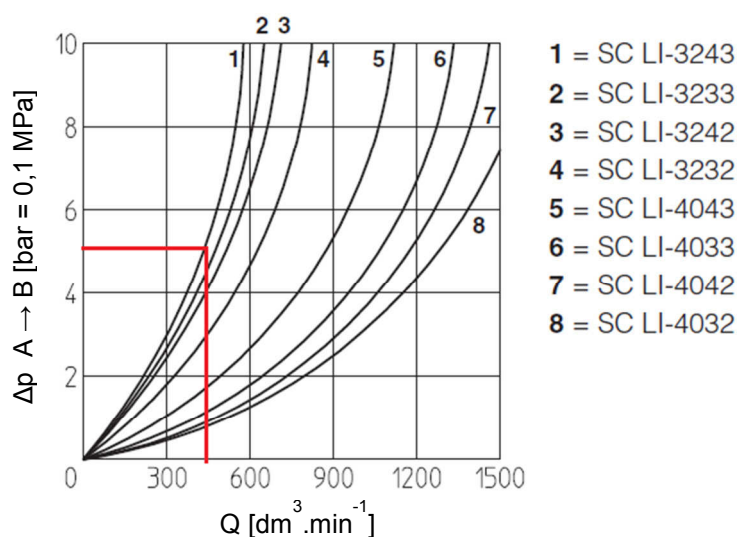
- Logický vstavaný ventil LV3

Volím logický ventil firmy ATOS veľkosti DN 32, s lucernou typu SC LI – 3243. Typ pružiny veľkosti 3 (0,25 MPa). Prietok je už tvorený súčtom dvoch hydrogenerátorov.

$$\Delta p_{s,LV3} = \Delta p_{s,l} + \Delta p_{st} = 0,5 + 0,25 \quad (3.11)$$

$$\Delta p_{s,LV3} = 0,75 \text{ MPa}$$

Hodnotu tlakovej straty lucery získame z grafu na obr. 16.



Obr. 16 $\Delta p - Q$ charakteristika hlavného logického vstavaného ventilu [15]

- Potrebný tlak pre zdvih:

$$p_{\min} = \frac{m \cdot g}{S_c} + \sum \Delta p_s = \frac{10000 \cdot 9,81}{0,3696} + 0,5 + 0,75 \quad (3.12)$$

$$p_{\min} = 1,52 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 1,52 \text{ MPa}$$

3.3.2 Posuv stola nadol

Na konci lisovania, a po dekompresii pomocou rozvádzača *R3*, sa prestaví rozvádzač *R2*, ktorý uvoľní vstavaný ventil *LV4*. Tlak v potrubí p_m je vyvedený len vlastnou tiažou stola, a uvoľňovaný do nádrže. Po konzultácii so zadávateľom som počítal s hmotnosťou stola $m = 10000 \text{ kg}$. Táto váha pôsobí na všetky hydromotory rovnomerne, preto počítam s celkovou plochou S_c vypočítanej vo vzťahu (3.2).

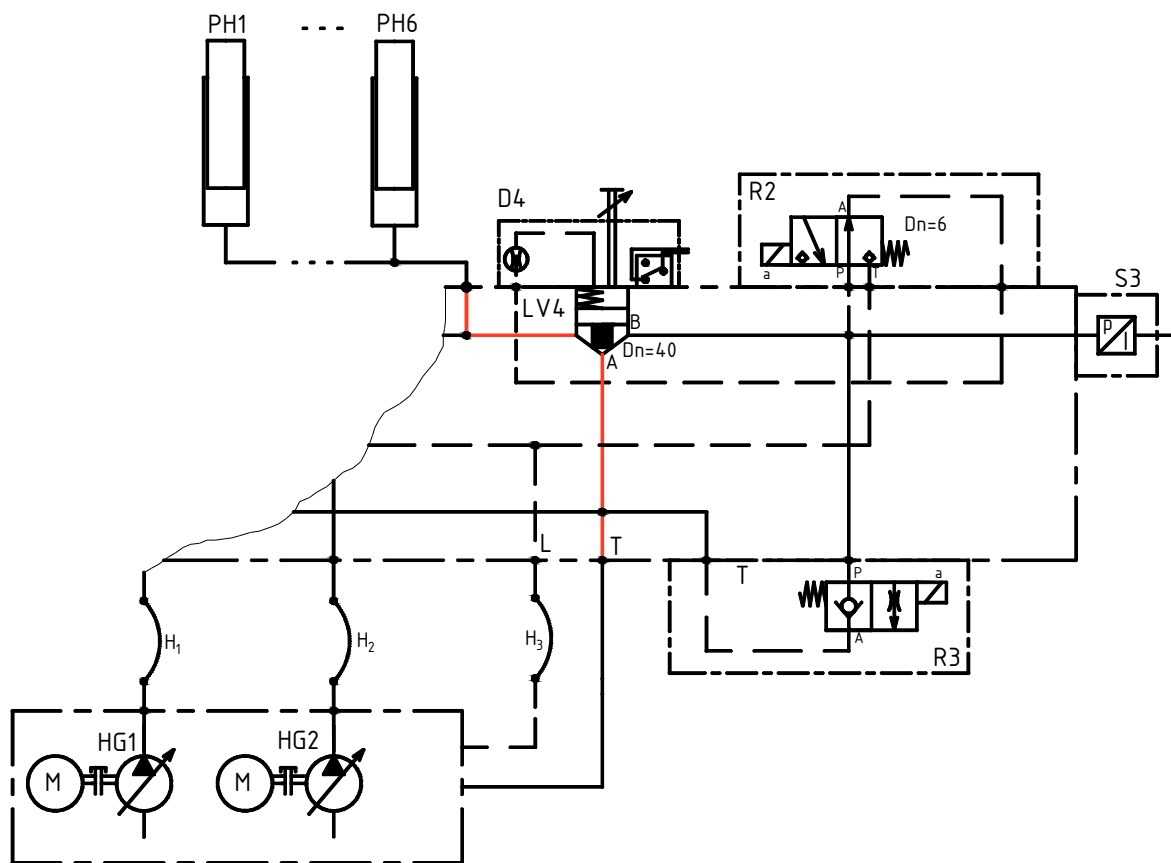
Na obrázku 17 je znázornená časť z funkčnej schémy zobrazujúca cestu, cez ktorú prúdi kvapalina pri spúšťaní stola. Jediným prvkom je logický vstavaný ventil *LV4*.

- Tlak v potrubí po dekompresii:

$$p_m = \frac{m \cdot g}{S_c} = \frac{10000 \cdot 9,81}{0,3696} \quad (3.13)$$

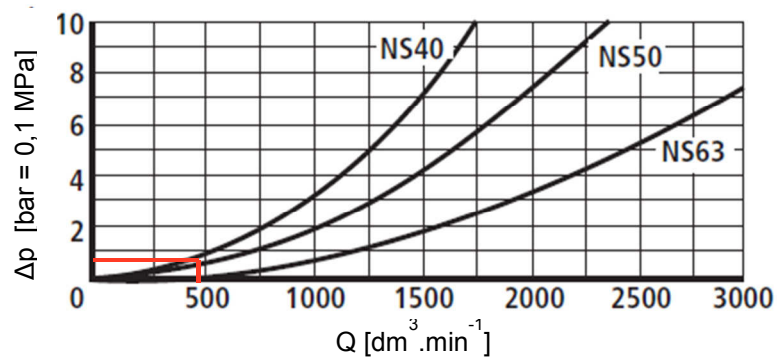
$$p_m = 265422 \text{ Pa} = 0,27 \text{ MPa}$$

Volím logický ventil *LC 40 A 10D 7X* a ovládací kryt s obmedzovaním zdvihu kuželky *LFA 40 EH2-7X/CA 10 DQMG24 F* firmy Bosch Rexroth. Otvárací tlak pre logický ventil v smere B do A je $\Delta p_0 = 1,43 \text{ bar} = 0,143 \text{ MPa}$.



Obr. 17 Časť funkčnej schémy – spúšťanie stola

Na obrázku 18 je graf závislosti tlakového spádu na prietok logickým vstavaným ventilom. Z daného prietoku potrebného pre splnenie podmienky zdvihu stola z rovnice (3.4), odčítame tlakovú stratu $\Delta p_{s,l}$ pre spustenie stola.



Obr. 18 $\Delta p - Q$ charakteristika vypúšťacieho logického vstavaného ventilu [14]

Pre prietok $Q_{max1} = 7,392 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 443,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ je hodnota tlakovej straty $\Delta p_{s,l} = 1 \text{ bar} = 0,1 \text{ MPa}$.

Celková tlaková strata na vstavanom ventile LV4 je daný súčtom strát. Potom platí:

$$\begin{aligned}\Delta p_{s,LV4} &= \Delta p_0 + \Delta p_{s,l} = 0,143 + 0,1 \\ \Delta p_{s,LV4} &= 0,243 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (3.14)$$

kde Δp_0 je otvárací tlak logického ventilu
 $\Delta p_{s,l}$ - tlaková strata závislá na prietoku

Platí, že tlak vyvolaný hmotnosťou stola je väčší ako tlaková strata na logickom ventile.

$$p_m > \Delta p_{s,LV4}$$

Stôl má dostatočnú hmotnosť, a nie je treba pridávať pomocné hydromotory pre sťahovanie stola, ako je napríklad znázornené na obr. 12. Obmedziť rýchlosť spúšťania je možné pomocou ovládacieho krytu logického ventilu, ktorý zabraňuje plnému zdvihu kužielky, a tým zvýšeniu tlakových strát.

3.4 Výkon elektromotora

Výkon sa určí z maximálneho prietoku a vypočítanej tlakovej straty komponentov pri zdvíhaní stola. Pri výpočte výkonu je potrebné poznať účinnosť hydrogenerátora, a tú určíme zo vzťahu:

$$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_{mh} \quad (3.15)$$

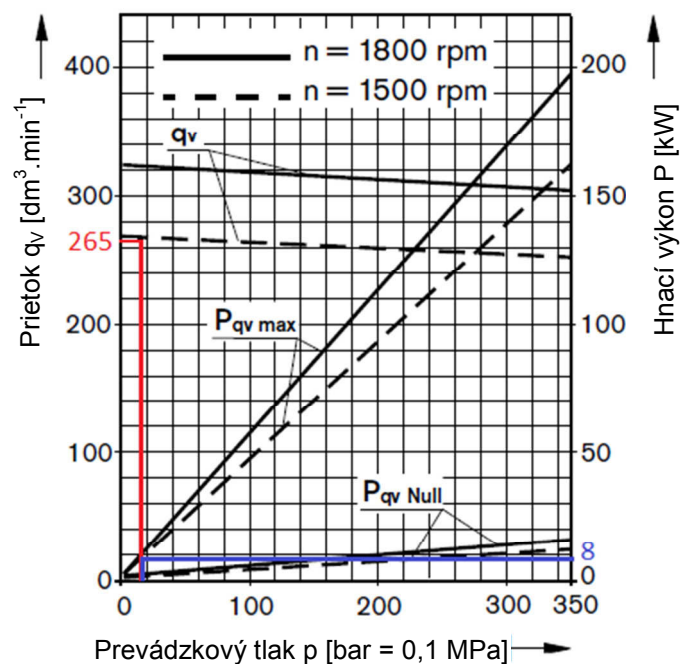
kde η_c je celková účinnosť hydrogenerátora
 η_v - objemová účinnosť
 η_{mh} - mechanicko – hydraulická účinnosť

V katalógu Bosch Rexroth je daný výpočet účinností, a to:

$$\eta_c = \frac{q_v \cdot p}{P_{qv \max}} \quad (3.16)$$

$$\eta_v = \frac{q_v}{q_{v \text{ teor}}} \quad (3.17)$$

kde q_v je prietok hydrogenerátora pri dvíhaní stola odčítaný z grafu
 p - tlak hydrogenerátora
 $P_{qv \max}$ - hodnota výkonu získaného z grafu
 $q_{v \text{ teor}}$ - teoretický prietok hydrogenerátora



Obr. 19 Graf účinnosti hydrogenerátora [14]

Z grafu na obr. 19 odčítame hodnoty q_v (označené červenou farbou) a hodnotu $P_{qv \max}$ (označené modrou farbou). Hodnotu p sme vypočítali v rovnici (3.12), a to $p = 1,52 \text{ MPa}$, $q_{v \text{ teor}}$ vypočítame zo vzťahu:

$$q_{v \text{ teor}} = V_G \cdot n = 0,18 \cdot 1500$$

$$q_{v \text{ teor}} = 270 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Dosadením do rovnice (3.16) dostaneme celkovú účinnosť:

$$\eta_c = \frac{q_v \cdot p_{\min}}{P_{qv \max}} = \frac{265 \cdot 1,52 \cdot 10^6}{60000 \cdot 8000}$$

$$\eta_c = 0,84$$

Výpočet výkonu:

$$P_{EM1,2} = \frac{Q_{\max} \cdot p_{\min}}{\eta_c} = \frac{3,696 \cdot 10^{-3} \cdot 1,52 \cdot 10^6}{0,84} = 6688 \text{ W} \quad (3.18)$$

Keďže som nebral do úvahy straty v hadiciach ani vplyv nízkej teploty na viskozitu, a tým zvýšenie tlakovej straty v celom obvode, navrhujem trojfázový asynchrónny motor o výkone $P_{EM1,2} = 11000 \text{ W}$ firmy Siemens.

3.5 Návrh svetlosti potrubí

Pre potrubia volím rýchlostí kvapalín:

$$\text{tlakové potrubie } v_{pt} = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{sacie potrubie } v_{ps} = 1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{spätné potrubie } v_{pz} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Z rovnice pre výpočet prietoku:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \quad (3.19)$$

sa vypočíta priemer vedenia, a to:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (3.20)$$

Z vypočítaného priemeru volíme priemer a prepočítavame skutočnú rýchlosť kvapaliny odvodeného zo vzorca (3.19):

$$v_{sk} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \quad (3.21)$$

3.5.1 Tlakové potrubie za hydrogenerátormi

Z rovnice (3.20) pre prietok jedného hydrogenerátora dostaneme:

$$d_{pt} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot v_{pt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,696 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 7}} = 25,9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 25,9 \text{ mm} \quad (3.22)$$

kde Q_{\max} je maximálny prietok hydrogenerátora podľa rovnice (3.6)

Volím priemer tlakového potrubia $d_{pt} = 28 \text{ mm}$, TR Ø 38×5.

Skutočná rýchlosť v tlakovom potrubí podľa rovnice (3.21):

$$v_{sk,pt} = \frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot d_{pt}^2} = \frac{4 \cdot 3,696 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,028^2} = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.23)$$

3.5.2 Sacie potrzeb

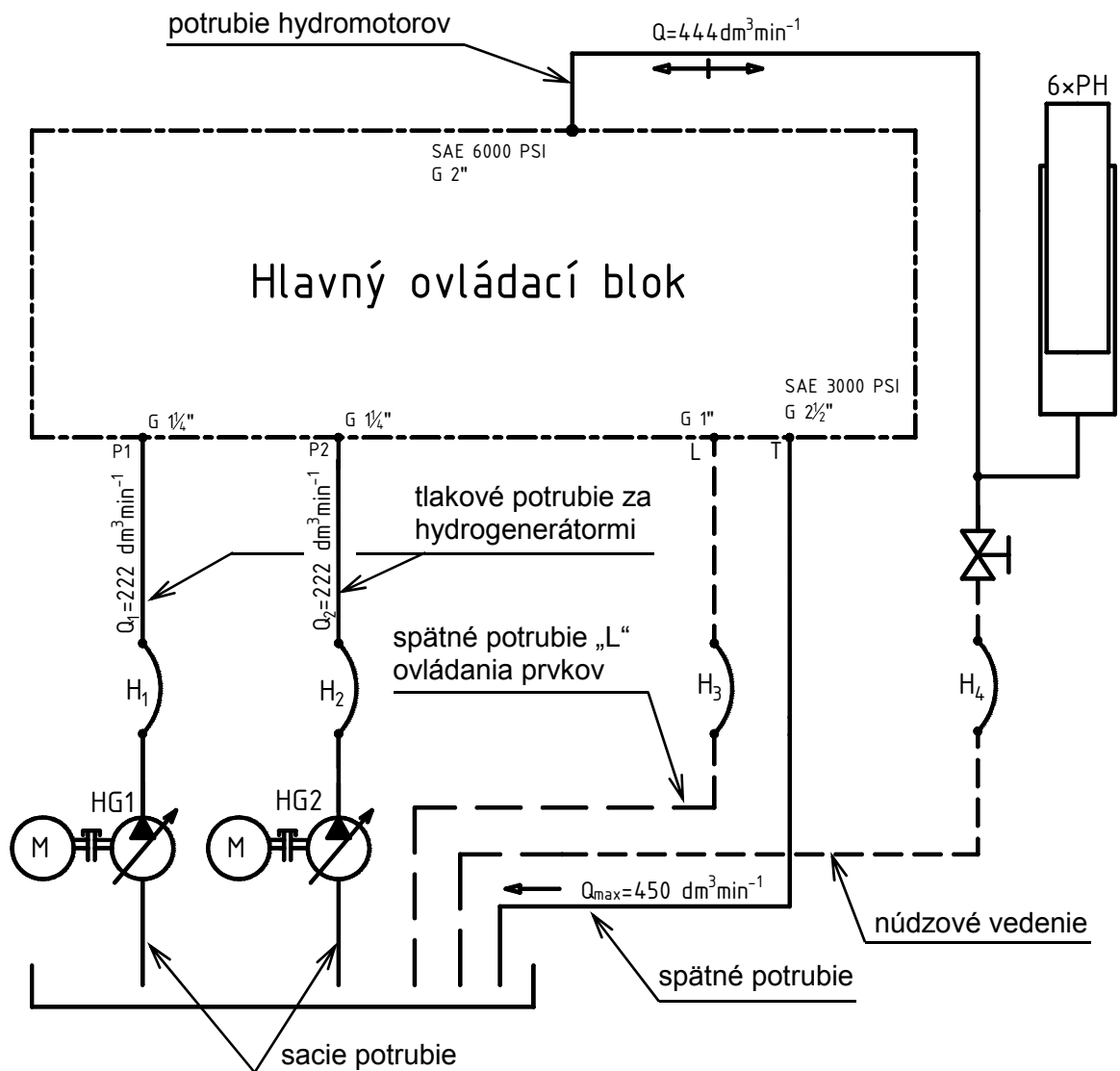
Z rovnice (3.20) pre prietok jedného hydrogenerátora dostaneme:

$$d_{ps} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot v_{ps}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,696 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,2}} = 62,6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 62,6 \text{ mm} \quad (3.24)$$

Volím priemer sacieho potrubia $d_{ps} = 74 \text{ mm}$, TR Ø 80×3 mm

Skutočná rýchlosť v sacom potrubí podľa rovnice (3.21):

$$v_{sk,ps} = \frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot d_{ps}^2} = \frac{4 \cdot 3,696 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,074^2} = 0,86 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.25)$$



Obr. 20 Opis vedenia hydraulického obvodu

3.5.3 Spätné potrubie

U spätného potrubia z bloku preteká väčší prietok, ako u tlakového potrubia za hydrogenerátorom. Dôvodom je združenie prietoku do jedného potrubia.

$$d_{pz} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\max 1}}{\pi \cdot v_{pz}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,392 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 2}} = 69 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 69 \text{ mm} \quad (3.26)$$

Volím priemer spätného potrubia $d_{pz} = 79 \text{ mm}$, TR Ø 85×3.

Skutočná rýchlosť v spätnom potrubí podľa rovnice (3.21):

$$v_{sk,pz} = \frac{4 \cdot Q_{\max 1}}{\pi \cdot d_{pz}^2} = \frac{4 \cdot 7,392 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,079^2} = 1,51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.27)$$

3.5.4 Spätné potrubie ovládania prvkov

Jedná sa o potrubie s označením „L“ vo funkčnej schéme (viď prílohu, alebo obr. 20), ktoré odvádza kvapalinu len z ovládacích nadstavieb logických prvkov. Je vhodné, aby táto kvapalina bola odvádzaná osobitným vedením, z dôvodu možného nechceného ovplyvňovania prvkov kvapalinou spätnej väzby. Volím priemer potrubia $d_{oz} = 15 \text{ mm}$, TR18×1,5.

3.5.5 Potrubie hydromotorov

Jedná sa o potrubie medzi ovládacím blokom a plunžerovými hydromotormi. Svetlosť bude počítaná ako pre tlakovú vetvu.

Z rovnice (3.20) pre prietok dostaneme:

$$d_{ph} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\max 1}}{\pi \cdot v_{pt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,392 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 7}} = 36,7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 36,7 \text{ mm} \quad (3.28)$$

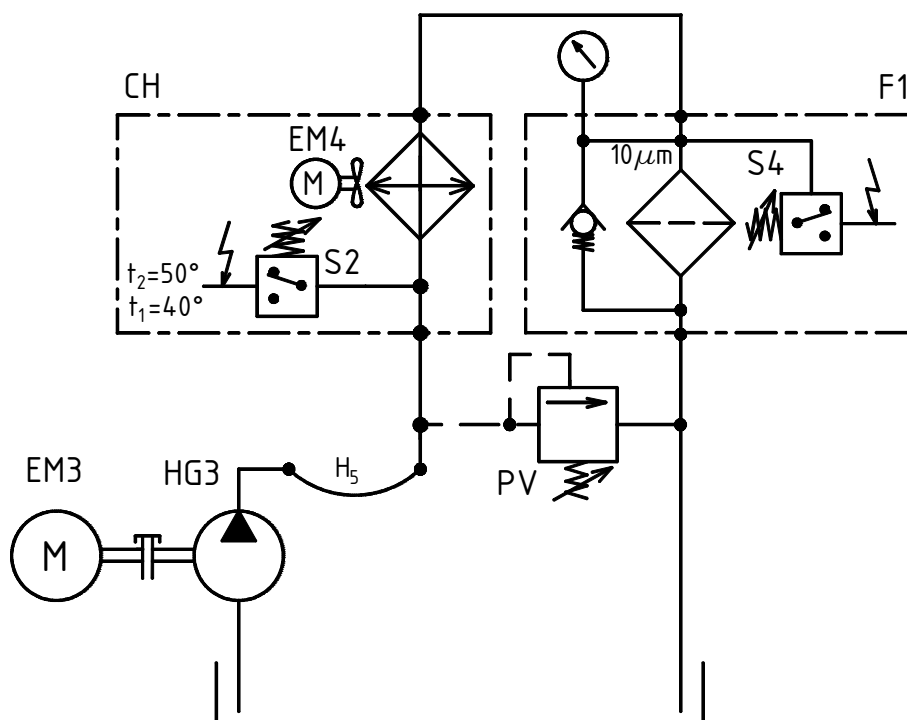
Z katalógu doporučených rúr pre navarovaciu prírubu volím rúru TR Ø 60,3×10, ktorej vnútorný priemer je $d_{ph} = 40 \text{ mm}$.

Skutočná rýchlosť v tlakovom potrubí pri zdvíhaní stola podľa rovnice (3.21):

$$v_{sk,ph} = \frac{4 \cdot Q_{\max 1}}{\pi \cdot d_{ph}^2} = \frac{4 \cdot 7,392 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,04^2} = 5,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.6 Výpočet a návrh chladiaco – filtračného obvodu

V bode 2.3 vo výbere variantu bol spomínaný nezávislý obvod pre chladenie a filtráciu obvodu. Nasledujúca podkapitola sa bude zaoberať výpočtom a návrhom komponentov pre daný obvod. Výpočet v sebe zahŕňa umiestnenie a použitie lisu. Keďže sa jedná o lis na výrobu dyhy, predpokladá sa zvýšená hladina prachu v okolí a vzhľadom k vyhrievaným doskám aj zvýšená teplota okolia.



Obr. 21 Obvod chladenia s filtráciou

3.6.1 Návrh hydrogenerátora HG3

Samostatný filtračný obeh pozostáva z hydrogenerátora *HG3* s elektromotorom *EM3*, chladiča *CH*, filtrácie kvapaliny *F1* a poistného ventila *PV*. Obvod je doplnený o ďalšie prvky, ktoré majú ochrannú úlohu. Je to elektromotor chladiča *EM4*, snímač teploty *S3* a snímač zanesenia filtra *S4*. Obvod je znázornený na 21. Prietok v obvode sa volí podľa obehového čísla. Je to číslo, ktoré udáva, koľkokrát sa má objem nádrže prefiltrovať za hodinu. Obehové číslo sa volí z rozmedzia 4 ... 5. Potom platí:

$$Q_{HG3} = (4 \div 5) \cdot V_N = (4 \div 5) \cdot 1000 \quad (3.30)$$

$$Q_{HG3} = 4000 \div 5000 \text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 66,6 \div 83,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Volím prietok hydromotorom HG3

$$Q_{HG3} = 75 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 1,25 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z prietoku hydrogenerátora vypočítame geometrický objem. Otáčky elektromotora EM4 volím $n = 1340 \text{ min}^{-1}$.

$$V_{HG3} = \frac{Q_{HG3}}{n} = \frac{1,25 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{1340} = 5,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 56 \text{ cm}^3 \quad (3.31)$$

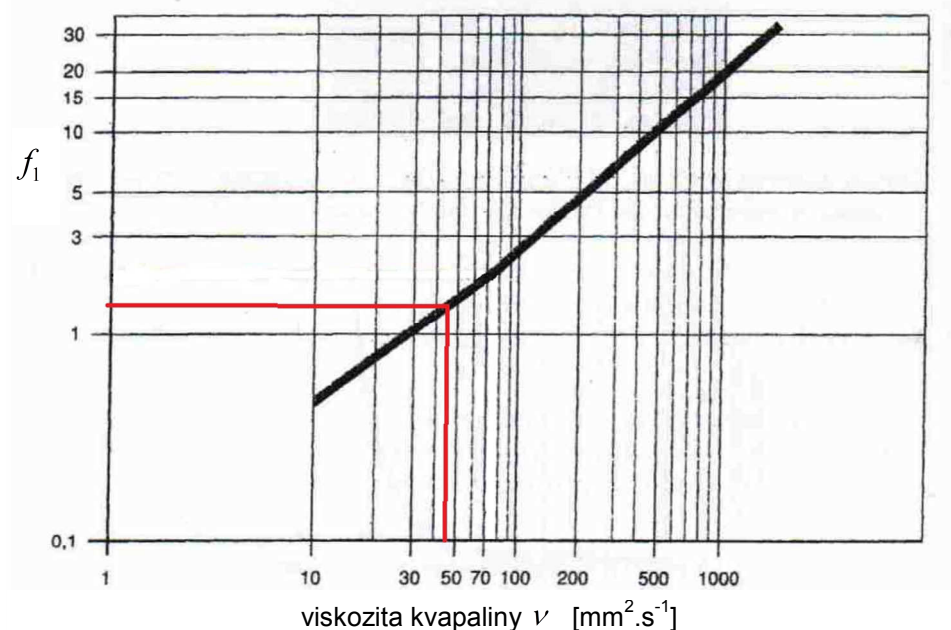
Volím zubový hydrogenerátor s vonkajším ozubením typ AZPU–22–056RCB20MD18009 firmy Bosch Rexroth, s geometrickým objemom $V_G = 56 \text{ cm}^3$.

3.6.2 Výpočet a návrh filtra

Pri výpočte filtra je nutné poznať viacero faktorov. Veľkosť filtra sa dimenzuje podľa teoretického prietoku, ktorý je násobok skutočného prietoku filtra a to:

$$Q_F = f_1 \cdot f_2 \cdot Q_{HG3} \quad (3.32)$$

Súčiniteľ f_1 je závislý na kinematickej viskozite filtrovanej kvapaliny. Pre kvapalinu HG46 je kinematická viskozita rovná : $\nu = 46 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Z grafu na obr. 22 určíme hodnotu, $f_1 = 1,8$. Súčiniteľ f_2 je závislý od prostredia, v akom prostredí filter pracuje. Volí sa v rozmedzí $f_2 = 1 \dots 2,3$. Pre použitie v hydraulickom obvode dýchovacieho lisu, kde sa predpokladá veľké znečistenie okolitého prostredia, volím súčiniteľ $f_2 = 2$.



Obr. 22 Závislosť koeficientu f_1 na kinematickej viskozite [6]

Prietok dostaneme podľa rovnice (3.32):

$$Q_F = f_1 \cdot f_2 \cdot Q_{HG3} = 1,8 \cdot 2 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3} = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 270 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.33)$$

Volím filter TTF810QLBS1EG163 firmy Parker. Filter je vybavený tlakovým snímačom, ktorý zapne výstrahu zanesenia filtra pri tlaku 1,2 bar, a obtokom, ktorý sa otvorí pri tlaku $p_b = 1,5 \text{ bar} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Tlaková strata p_{SF} je v najhoršom rovná tlaku otvorenia obtoku.

3.6.3 Určenie stratového výkonu

Počas cyklu, ktorý trvá 120s vznikajú tepelné straty na všetkých komponentoch. Plocha nádrže nestačí odviesť dostatočné množstvo tepla, preto je nutné vypočítať stratový výkon vo forme tepla.

- Stratový výkon na HG1, HG2

Po celú dobu cyklu je možné, že hydrogenerátory budú v prevádzke. Po uzatvorení lisu sa tlakový spád zvýši, no reguláciou na konštantný výkon sa zníži prietok hydrogenerátora. Po dokončení lisovania pri spúšťaní stola sa otvorí odpojovací ventil LV5 a tlakový spád sa zníži a tým aj stratový výkon. Tento úbytok zanedbáme, čím sa dostaneme na vyššiu mieru bezpečnosti. Potom stratový výkon počas celého cyklu počítam z maximálneho prietoku a tlakového spádu pri dvíhaní stola:

$$P_{S,HG} = Q_{\max 1} \cdot \Delta p_{\min} \cdot (1 - \eta_c) \quad (3.34)$$

$$P_{S,HG} = 7,382 \cdot 10^{-3} \cdot 1,52 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,84) = 1797 \text{ W}$$

- Stratový výkon na logických prvkoch

Počas cyklu 120 s je stôl dvíhaný a spúšťaný rýchlosťou $v = 0,019 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Skutočný čas uzatvárania a otvárania lisu je

$$t = \frac{h}{v} = \frac{0,9}{0,019} = 48 \text{ s}$$

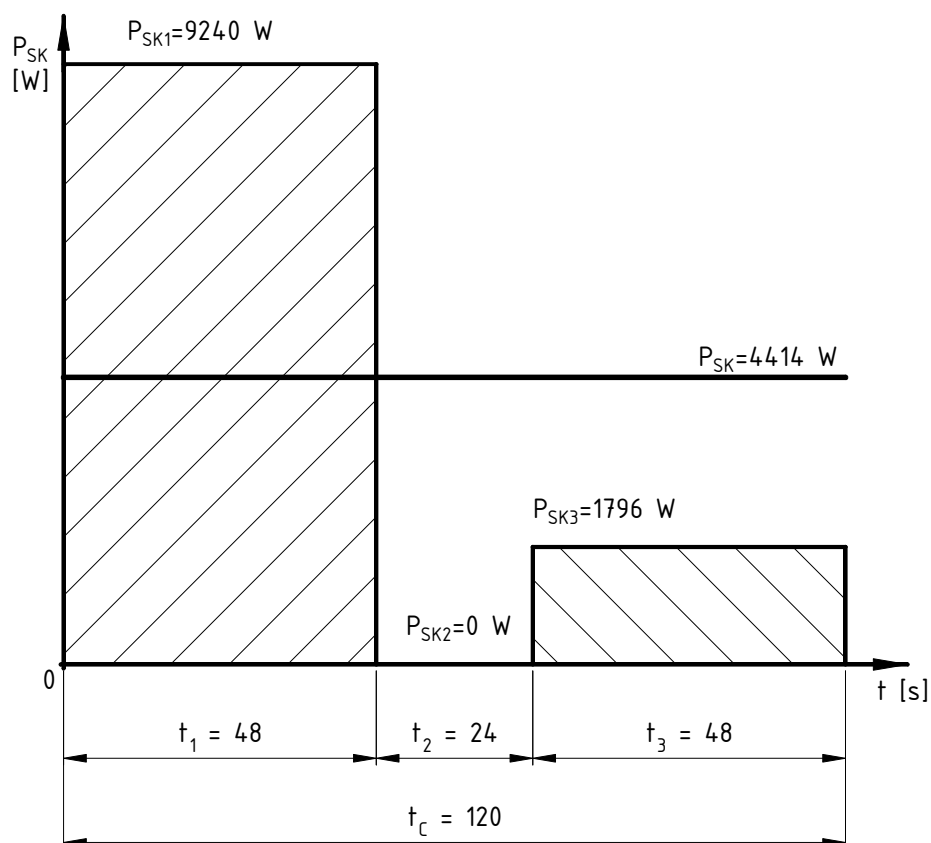
kde h je výška zdvihu stola.

Počas cyklu sú 3 základné etapy znázornené na obrázku 23, a to zdvih stola, lisovanie, a spúšťanie stola. Každá etapa má rozdielny čas trvania a stratový výkon. Pri zdvíhaní stola vzniká stratový výkon na logickom vstavanom prvku LV1, LV2 a LV3. Počas lisovania je prietok takmer nulový, a pri spúšťaní stola vzniká teplo na prvku LV4.

Pre celkový stratový výkon na komponentov P_{SK} počas celého cyklu platí:

$$P_{SK} = \frac{\sum_1^i (P_{SKi} \cdot t_i)}{t_C} \quad (3.35)$$

kde i je počet etáp
 t_i - čas i-tej etapy
 t_C - celkový čas cyklu



Obr. 23 Stratový výkon komponentov počas jedného cyklu

Pre stratový výkon prvej etapy platí:

$$P_{SK1} = 2 \cdot P_{S,LV1,2} + P_{S,LV3} \quad (3.36)$$

$$P_{SK1} = 2 \cdot Q_{\max} \cdot p_{s,LV1} + Q_{\max1} \cdot p_{s,LV3} = 2 \cdot 3,696 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^5 + 7,392 \cdot 10^{-3} \cdot 7,5 \cdot 10^5$$

$$P_{SK1} = 9240 \text{ W}$$

Pre stratový výkon tretej etapy platí:

$$P_{SK3} = P_{S,LV4} \quad (3.37)$$

$$P_{SK3} = Q_{\max 1} \cdot p_{s,LV4} = 7,392 \cdot 10^{-3} \cdot 2,43 \cdot 10^5$$

$$P_{SK3} = 1796 \text{ W}$$

Dosadením do rovnice (3.35) dostaneme

$$P_{SK} = \frac{P_{SK1} \cdot t_1 + P_{SK3} \cdot t_3}{t_C} = \frac{9240 \cdot 48 + 1796 \cdot 48}{120}$$

$$P_{SK} = 4414 \text{ W}$$

- Stratový výkon na filtri

Stratový výkon na filtri je:

$$P_{SF} = Q_{CH} \cdot \Delta p_F$$

$$P_{SF} = 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 \cdot 10^6$$

$$P_{SF} = 184,5 \text{ W}$$

- Stratový výkon rezervný

Keďže vo výpočtoch neboli zahrnuté tlakové straty v bloku, dekompresného ventilu a trenie v potrubí ani v hydromotoroch, skutočný tlakový výkon bude vyšší. Volím stratový výkon $P_{SR} = 2000 \text{ W}$.

3.6.4 Výpočet a návrh chladiča

Potrebný tepelný výkon chladiča Φ_{CH} sa určí zo vzťahu:

$$\Phi_{CH} = \Phi - \Phi_N \quad (3.38)$$

kde Φ je tepelný výkon premenou stratového výkonu, platí $\Phi \equiv P_S$

Φ_N - tepelný výkon odvedený nádržou

- Výpočet tepelného výkonu odvedený nádržou

Vypočíta sa podľa empirického vzťahu:

$$\Phi_N = S_N \cdot k \cdot \Delta t \quad (3.39)$$

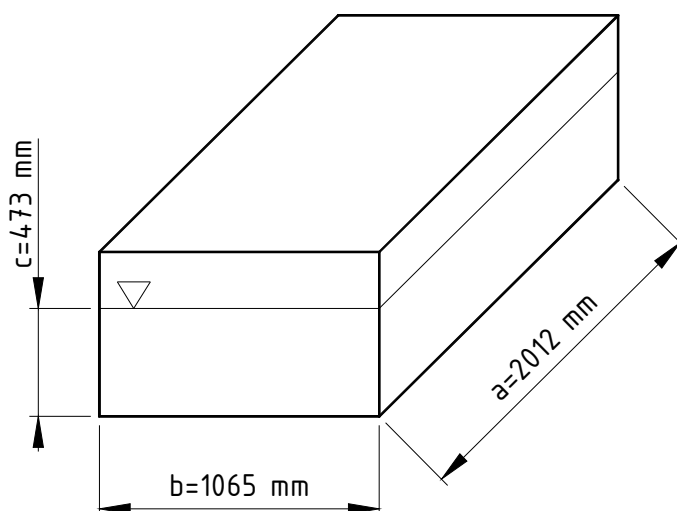
kde S_N je teplo-výmenná plocha nádrže vypočítaná v rovnici (3.40)
 k - súčiniteľ prestupu tepla nádrže, pre stacionárne stroje sa udáva hodnota $k = 7 \dots 22 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$ (pre obmedzené prúdenie vzduchu volím $k = 8$)
 Δt - rozdiel teploty kvapaliny a teploty okolia, a to je
 $\Delta t = t_k - t_o = 50 - 30 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

Z navrhnutej nádrže vypočítame teplo-výmennú plochu. Rozmery sú znázornené na obrázku 24:

$$S_N = a \cdot b + 2 \cdot a \cdot c + 2 \cdot b \cdot c \quad (3.40)$$

$$S_N = 2012 \cdot 1065 + 2 \cdot 2012 \cdot 473 + 2 \cdot 1065 \cdot 473$$

$$S_N = 5,05 \cdot 10^6 \text{ mm}^2 \doteq 5 \text{ m}^2$$



Obr. 24 Rozmery teplo-výmennej plochy

Tepelný výkon odvedený nádržou Φ_N sa potom rovná:

$$\Phi_N = S_N \cdot k \cdot \Delta t = 5 \cdot 8 \cdot 20 \quad (3.41)$$

$$\Phi_N = 800 \text{ W}$$

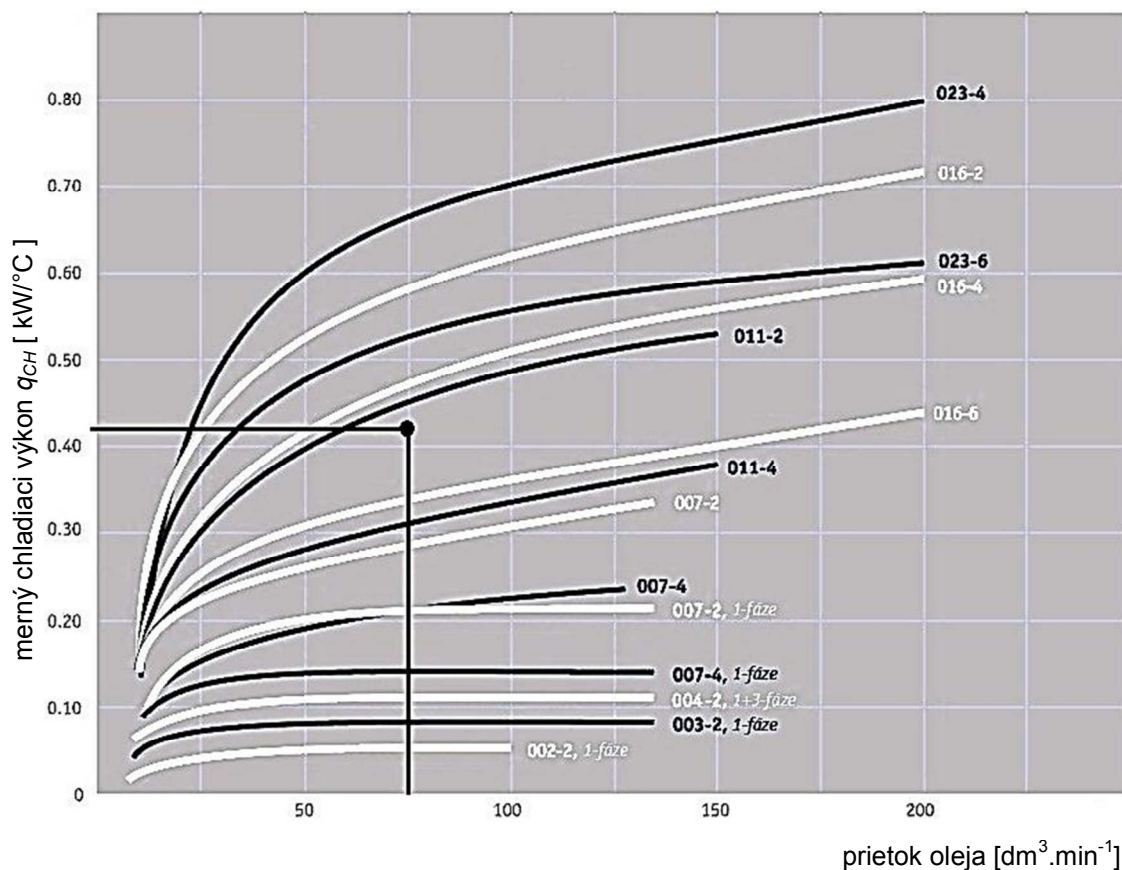
Potrebný výkon chladiča Φ_{CH} :

$$\Phi_{CH} = P_S - \Phi_N = P_{S,CH} + P_{SK} + P_{SF} + P_{SR} - \Phi_N = 1797 + 4414 + 185 + 2000$$

$$\Phi_{CH} = 8396 \text{ W}$$

Z katalógu výrobcu chladičov, pomocou grafu na obrázku 25, pre prietok chladičom $Q_{CH} = 75 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a merný chladiaci výkon $q_{CH} = \frac{\Phi_{CH}}{t_k - t_o} = 0,42$ volím chladič typ LAC2-011-2-D-50-T50-D-O firmy Olaer.

Tlaková strata chladiča $\Delta p_{SCH} = 0,5 \text{ bar} = 5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$



Obr. 25 Graf voľby veľkosti chladiča [13]

3.6.5 Výkon elektromotora

Pre v obvode sa nachádza len chladič a filter. Výkon elektromotora sa potom určí zo vzťahu:

$$P_{EM3} = Q_{CH} \cdot (\Delta p_{SF} + \Delta p_{SCH}) = 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot (1,5 \cdot 10^5 + 5 \cdot 10^4)$$

$$P_{EM3} = 250 \text{ W} \quad (3.42)$$

Vypočítaný výkon je skutočná spotreba energie v prípade bezporuchovej prevádzky. Avšak v prípade poruchy sa môže stať, že všetka kvapalina bude prúdiť cez poistný ventil.

Potom pre výkon elektromotora bude platiť

$$P_{EM3} = Q_{CH} \cdot \Delta p_{PV} = 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^5 = 625 \text{ W}$$

Navrhujem trojfázový asynchrónny motor o výkone $P_{EM3} = 900 \text{ W}$ firmy Siemens, ktorého otáčky sú $n = 1340 \text{ min}^{-1}$.

3.6.6 Návrh tlakového a spätného potrubia chladiaceho obvodu

Pre jednoduchosť a krátku vzdialenosť vedenia volím rovnaké potrubie tlakového vedenia do chladiča ako vedenie spätného potrubia z filtra do nádrže.

Z rovnice (3.9) pre rýchlosť vo vedení $v_{p,CH} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dostaneme:

$$d_{pt,CH} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{CH}}{\pi \cdot v_{pt,CH}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 2}} = 0,0282 \text{ m} = 28,2 \text{ mm} \quad (3.43)$$

Volím priemer potrubia $d_{pt,CH} = 25 \text{ mm}$, TR Ø 28×1,5 mm.

Skutočná rýchlosť v tlakovom potrubí podľa rovnice (3.21):

$$v_{sk,pt,CH} = \frac{4 \cdot Q_{CH}}{\pi \cdot d_{pt,CH}^2} = \frac{4 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,025^2} = 2,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.44)$$

3.6.7 Návrh sacieho potrubia chladiaceho obvodu

Z rovnice (3.20) pre prietok hydrogenerátora dostaneme:

$$d_{ps,CH} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{CH}}{\pi \cdot v_{ps,CH}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,5}} = 0,0326 \text{ m} = 32,6 \text{ mm} \quad (3.45)$$

Volím priemer potrubia, $d_{ps,CH} = 32 \text{ mm}$ TR Ø 35×1,5 mm.

Skutočná rýchlosť v sacom potrubí podľa rovnice (3.21):

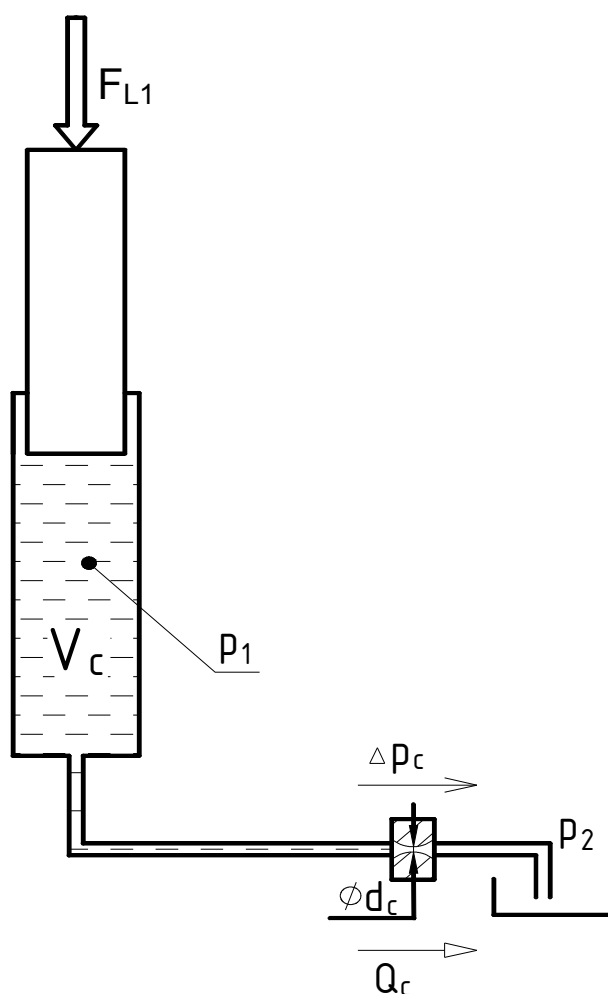
$$v_{sk,ps,CH} = \frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot d_{ps,CH}^2} = \frac{4 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,032^2} = 1,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.46)$$

4 Výpočet dynamických parametrov – dekompresia

V tejto kapitole sa budem zaoberať dekompresou, a to popisom, návrhom, výpočtom dekompresnej clony a priebehom tlaku v závislosti na čase.

4.1 Princíp a význam dekompresie

Ako bolo spomínané v kap. 1, dekompresný ventil je významnou súčasťou vysokotlakových strojov s veľkými objemami valcov, ktoré s porovnaním pracovného tlaku veľmi znižujú tlak v obvode, niekedy až na nulu, za veľmi krátky čas. V tomto prípade sa jedná o zníženie tlaku v obvode hydromotoroch po lisovaní. Pri náhlom otvorení ventilu vznikne hydraulický ráz. Ak sa vo vetve nachádzajú komponenty ako chladič, filter atď., zotrvačnosťou kvapaliny vznikne v odpadovej vetve, ktorá má za normálnych okolností tlak o veľkosti súčtu tlakových strát komponentov, tlak rovný alebo o niečo menší než lisovací, čo má za následok deštrukciu komponentov, hadíc, prírub, trubiek a tvaroviek.



Obr. 26 Princíp kontrolovanej dekompresie

Kompresia vzniká u všetkých reálnych kvapalínach, pretože nie sú dokonalé tuhé. Stlačená kvapalina sa správa ako pružina, ktorá ja v stlačenom stave, a má v sebe uchovanú energiu. Nekontrolovanou dekompresiou sa táto naakumulovaná energia uvoľní za veľmi krátky čas, a to je sprevádzané veľkým nárazovým hlukom.

Princípom riadenej dekompresie je, že potenciálna energia stlačenej kvapaliny sa premieňa na teplo pomocou škrtenia na clone, ako je znázornené na obr. 26. Je výhodné, keď sa clona upevní čo najbližšie k hydromotorom. Týmto sa docieli pomalé vypúšťanie a plynulé znižovanie tlaku v obvode, odstráni sa hydraulický ráz...

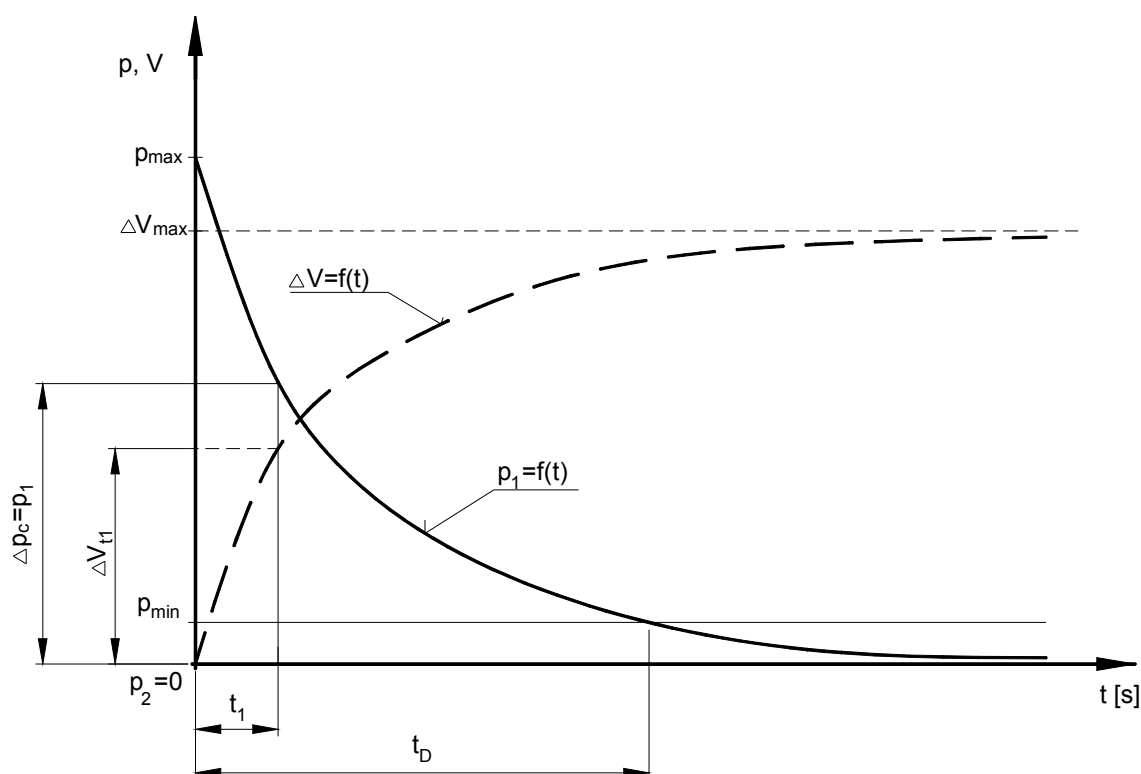
4.2 Odvodenie vzťahu pre výpočet tlaku

Po otvorení dekompresného ventilu sa kvapalina odvádza cez clonu, do prostredia s nižším tlakom. Nižší tlak je konštantný. Podľa obrázka 26 môžeme potom napísať tlakovú stratu na clone:

$$\Delta p_c = p_1 - p_2 \quad (4.1)$$

Tlak p_1 je premenlivý, a mení sa s časom z hodnoty p_{max} do hodnoty p_2 . Platí:

$$p_1 = f(t) \Rightarrow \Delta p_c \neq konst.$$



Obr. 27 Predpokladaný priebeh tlaku pri dekompresii, hodnota úbytku objemu

Pre prietok kvapaliny clonou platí vzťah:

$$Q_c = \mu \cdot S_{dc} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_c}{\rho}} \quad (4.2)$$

kde μ je súčiniteľ prietoku clony, nadobúda hodnôt obvykle $\mu = 0,68 \dots 0,78$
 S_{dc} - prierez dekompresnej clony
 ρ - merná hustota kvapaliny

Počas tlakovania hydromotorov na tlak p_{max} sa dostáva do priestoru pod piesty prírastok objemu ΔV , ktorý je závislý na vlastnosti kvapaliny. Zanedbávame pružnosť vedenia, vtedy platí:

$$\Delta V = \frac{V_c}{K} \cdot (p_{max} - p_2) \quad (4.3)$$

kde V_c je celkový objem natlakovaného priestoru
 K - modul objemovej stlačiteľnosti

Počas dekompresie sa uvoľní len časť kvapaliny, a to o objeme prírastku objemu ΔV . Prietok, ktorý prejde clonou je funkciou aktuálneho tlaku p_1 . Avšak strednú hodnotu prietoku Q_{str} môžeme vypočítať:

$$Q_{str} = \frac{\Delta V}{t} \quad (4.4)$$

kde t je čas dekompresie na hodnotu tlaku p_2

Zo vzorca (4.3) vyjadríme rozdiel tlaku upravený pre dekompres. Na obr. 27 je znázornený úbytok objemu:

$$(p_{max} - p_1) = \frac{\Delta V}{V_c} \cdot K \quad (4.5)$$

Z rovnice (4.5) vyjadríme tlak p_1 :

$$p_1 = p_{max} - \frac{\Delta V}{V_c} \cdot K \quad (4.6)$$

Za prietok clonou Q_c v rovnici (4.2) dosadíme prietok z rovnice (4.4), a z nej vyjadríme úbytok objemu ΔV :

$$\Delta V = \mu \cdot S_{dc} \cdot t \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_c}{\rho}} \quad (4.7)$$

Dosadíme do rovnice (4.6):

$$p_1 = p_{\max} - \mu \cdot S_{dc} \cdot K \cdot \frac{1}{V_C} \cdot t \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_c} \quad (4.8)$$

Pre zjednodušenie úlohy položíme tlak p_2 hodnote $p_2 = 0 \text{ Pa}$. Znamená to, že za clonou nieje žiadny protitlak. Vtedy platí že $\Delta p_c = p_1$. Zároveň pre zjednodušenie výpočtu zavedieme konštantu A :

$$A = \mu \cdot S_{dc} \cdot K \cdot \frac{1}{V_C} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.9)$$

Potom rovnica (4.8) má tvar:

$$p_1 = p_{\max} - A \cdot t \cdot \sqrt{p_1} \quad (4.10)$$

Úpravou rovnice (4.10) v programe Derive* dostávame výsledný vzťah pre výpočet priebehu tlaku pri dekompresii v závislosti na čase. :

$$p_1 = p_{\max} - A \cdot t \cdot \sqrt{\frac{A^2 \cdot t^2}{4} + p_{\max}} + \frac{1}{2} \cdot A^2 t^2 \quad (4.11)$$

K praktickému výpočtu je potrebné vedieť čas, za koľko poklesne tlak v obvode na dovolenú hodnotu p_1 , a výpočet priemeru dekompresnej clony. Z rovnice (4.10) môžeme vyjadriť čas:

$$t = \frac{p_{\max} - p_1}{A \cdot \sqrt{p_1}} \quad (4.12)$$

Z rovnice (4.8) vyjadríme obsah clony S_c :

$$S_{dc} = \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta p_c}} \cdot \frac{V_C \cdot (p_{\max} - p_1)}{\mu \cdot K \cdot t} \quad (4.13)$$

So zreteľom na zjednodušenie, kedy $\Delta p_c = p_1$, má výsledný vzťah pre výpočet priemeru clony tvar:

$$d_c = \sqrt{\sqrt{\frac{8 \cdot \rho}{p_1}} \cdot \frac{V_C \cdot (p_{\max} - p_1)}{\pi \cdot \mu \cdot K \cdot t}} \quad (4.14)$$

* Derive – výpočtový program patriaci do skupiny zvanej *Počítačový algebrický systém* [9]

4.3 Výpočet dekompresnej clony

Pre výpočet priemeru dekompresnej clony musíme vedieť a navrhnúť viaceré parametre.

- Objemový modul stlačiteľnosti

Modul stlačiteľnosti oleja je premenlivý podľa teploty, tlaku a najmä obsahu voľného vzduchu. Volím $K = (1,3 \dots 1,8) \cdot 10^9$ Pa

- Súčiniteľ prietoku

Súčiniteľ prietoku nadobúda hodnotu $\mu = 0,68 \dots 0,78$. Volím $\mu = 0,7$.

- Objem stlačenej kvapaliny V_c

Celkový objem stlačenej kvapaliny je súčet objemu hydromotorov s vedením. Dĺžka vedenia je $L \approx 4m$ o svetlosti rúry DN 40. Potom platí:

$$V_c = \frac{\pi \cdot d_{ph}^2}{4} \cdot L + S_c \cdot h = \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \cdot 4 + 0,3696 \cdot 0,9$$
$$V_c = 0,338 \text{ m}^3$$

kde S_c je celková plocha hydromotorov
 h - zdvih hydromotorov

- Dovolený tlak otvorenia logického ventilu

Volím minimálny tlak, pri ktorom sa otvorí logický ventil $p_{min} = 3$ MPa.

- Čas dekompresie

Doba celej dekompresie nesmie byť veľmi krátka z dôvodu zbytočnosti dekompresie, a nesmie byť dlhá z dôvodu zadaného času otvárania lisu. Volím $t \approx 12$ s.

4.3.1 Priemer clony

Priemer clony potrebnej k dekompresii vypočítame podľa vzorca (4.14) pre krajné stavy modulu pružnosti oleja:

$$d_{c1} = \sqrt{\sqrt{\frac{8 \cdot \rho}{p_1}} \cdot \frac{V_C \cdot (p_{\max} - p_{\min})}{\pi \cdot \mu \cdot K_1 \cdot t}} = \sqrt{\sqrt{\frac{8 \cdot 880}{3 \cdot 10^6}} \cdot \frac{0,338 \cdot (32,7 - 3) \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,7 \cdot 1,3 \cdot 10^9 \cdot 12}}$$

$$d_{c1} = 3,76 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3,76 \text{ mm}$$

$$d_{c2} = \sqrt{\sqrt{\frac{8 \cdot \rho}{p_1}} \cdot \frac{V_C \cdot (p_{\max} - p_{\min})}{\pi \cdot \mu \cdot K_2 \cdot t}} = \sqrt{\sqrt{\frac{8 \cdot 880}{3 \cdot 10^6}} \cdot \frac{0,338 \cdot (32,7 - 3) \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,7 \cdot 1,8 \cdot 10^9 \cdot 12}}$$

$$d_{c2} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3,2 \text{ mm}$$

Pre skrátenie doby dekompresie volím priemer clony $d_c = 4 \text{ mm}$

- Čas dekompresie

Výpočet plochy dekompresnej clony:

$$S_{dc} = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,004^2}{4} = 1,257 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Pre zvolený rozsah objemu pružnosti kvapaliny vypočítame podľa rovnice (4.9) zavedené pomocné konštanty A_1 a A_2 :

$$A_1 = \mu \cdot S_{dc} \cdot K_1 \cdot \frac{1}{V_c} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} = 0,7 \cdot 1,257 \cdot 10^{-5} \cdot 1,3 \cdot 10^9 \cdot \frac{1}{0,338} \cdot \sqrt{\frac{2}{880}} = 1613,36$$

$$A_2 = \mu \cdot S_{dc} \cdot K_2 \cdot \frac{1}{V_c} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} = 0,7 \cdot 1,257 \cdot 10^{-5} \cdot 1,8 \cdot 10^9 \cdot \frac{1}{0,338} \cdot \sqrt{\frac{2}{880}} = 2233,9$$

Skutočný čas, za ktorý dosiahne natlakovaný priestor požadovaný minimálny tlak p_{\min} sa získa z rovnice (4.12):

$$t_1 = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{A_1 \cdot \sqrt{p_{\min}}} = \frac{32,7 \cdot 10^6 - 3 \cdot 10^6}{1613,36 \cdot \sqrt{3 \cdot 10^6}}$$

$$t_1 = 10,63 \text{ s}$$

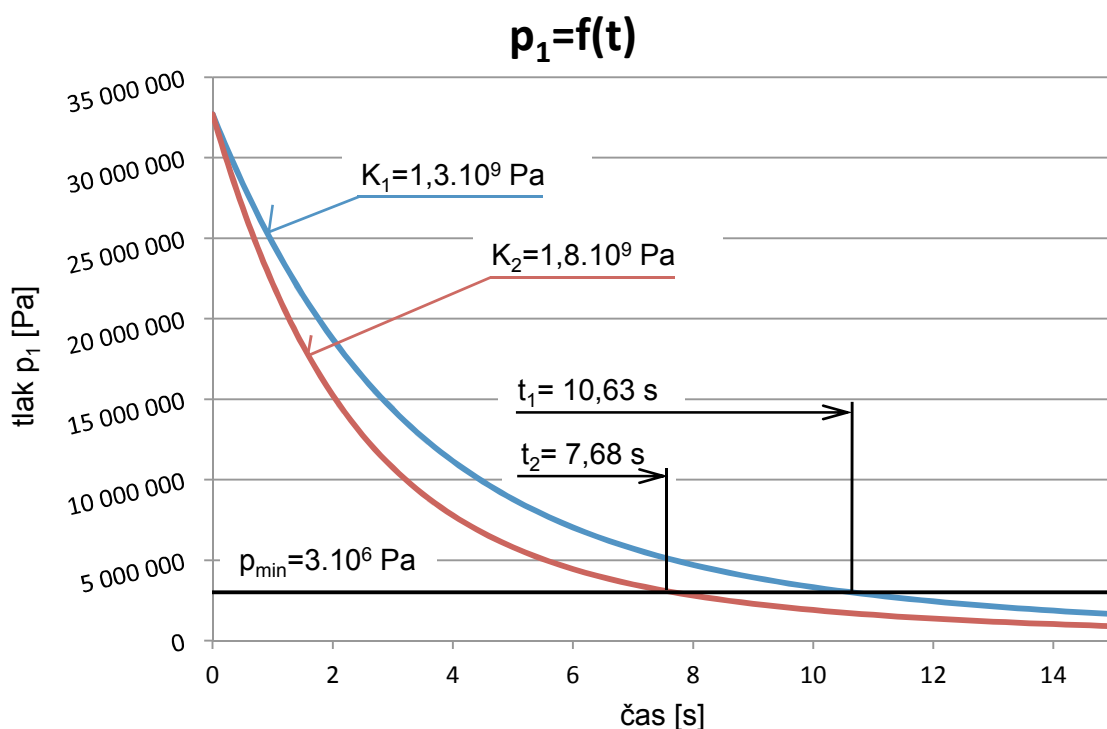
$$t_2 = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{A_2 \cdot \sqrt{p_{\min}}} = \frac{32,7 \cdot 10^6 - 3 \cdot 10^6}{2233,9 \cdot \sqrt{3 \cdot 10^6}}$$

$$t_2 = 7,68 \text{ s}$$

Vypočítaný čas dekompresie je teoretická hodnota pri vypúšťaní kvapaliny do voľného priestoru. V skutočnosti je kvapalina vypúšťaná cez ovládací blok, a čas sa z tohto dôvodu predĺži. Dekompresia bude dostatočne funkčná a doba dekompresie zásadne neovplyvní dobu otvorenia lisu. Čas vyhovuje.

4.4 Časový priebeh tlaku počas dekompresie

Pre daný obvod som zostrojil graf aktuálneho tlaku v hydromotoroch. Po otvorení dekompresného ventilu označeného ako *R3* vo funkčnej schéme, sa tlak kontrolovane uvoľňuje cez clonu navrhnutého priemeru. Až po dosiahnutí minimálneho tlaku p_{\min} sa otvorí hlavný vypúšťací logický vstavaný ventil *LV4*.



Obr. 28 Priebeh tlaku po otvorení dekompresného ventilu

5 Záver

Cieľom práce bolo navrhnuť hydraulický obvod, ktorý spĺňa vopred stanovené podmienky od zadávateľa.

V úvodnej časti som popísal súčasný stav trhu, a to, aké lisy sa vyrábajú s príkladmi firiem, či prípadne podrobnejšími parametrami lisov. Po konzultácii so zadávateľom, som opísal funkciu lisu s uvažovaním vstupných parametrov.

V ďalšom bode som zvolil pohon pre hydraulický lis a zhotovil dva varianty riešenia. Pri výbere som bral do úvahy viacero kritérií, a to: filtrácia, chladenie, spoľahlivosť, univerzálnosť, cena a energetická bilancia. Zvolil som variant s dvomi samostatnými okruhmi. Pohon v hlavnom okruhu pozostáva z dvoch rovnakých hydrogenerátorov s reguláciou na konštantný výkon s možnosťou obmedzenia maximálneho geometrického objemu. Vedľajší okruh sa stará o čistotu kvapaliny a teplotnú stálosť. Z dôvodu zvolenej regulácie som zisťoval tlakové straty komponentoch pri potrebnom prietoku, na základe ktorých som určil výkon elektromotoru. Funkčná hydraulická schéma so špecifikáciu hlavných hydraulických prvkov je umiestnená v prílohe.

V samostatnej kapitole som vypracoval dekompresiu natlakovaného obvodu. Pre nedostatok literatúry na túto problematiku som odvodil vzorec pre výpočet priemeru dekompresnej clony zo zvoleného času. Pre zobrazenie poklesu tlaku som ďalej odvodil vzťah (4.9) a (4.11) pre aktuálny tlak v závislosti na čase, teda: $p = f(t)$. Tvar priebehu zobrazeného na obr. 28 odpovedá predpokladu.

Zvolené riešenie riadiaceho hydraulického bloku som modeloval v programe Autodesk Inventor. Zostavný výkres s kusovníkom komponentov je umiestnený v prílohe.

Zoznam použitej literatúry

- [1.] KAMELANDER, Ivan. *Tvářecí stroje II.* 2. Vyd. Brno : VUT, 1989. 55-592-89.
- [2.] KOLEKTIV AUTORŮ. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení.* Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-02664.
- [3.] KOLEKTIV AUTOROV. *Logické ventily.* Příručka hydrauliky. Brno : Mannesmann Rexroth, 1990. Zv. IV. 148 s. ISBN 3-8023-0292-5.
- [4.] STANĚK, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů, Tvářecí stroje.* Plzeň : Západočeská univerzita , 2001. 55-018-01.
- [5.] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy.* Díl 1. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 1999. 154 s. ISBN 80-7078-620-5
- [6.] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy.* Díl 2. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008. 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6
- [7.] KOPÁČEK, J. *Mechanické a hydraulické převody.* Hydraulické převody. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2009. 179 s. ISBN 948-80-248-1988-4
- [8.] KOLEKTIV AUTORŮ. *Design engineers Handbook.* Cleveland: Parker Hannifin Corporation, BULLETIN 0292-B1-H, 2001.

Internetové odkazy

- [9.] www.wikipedia.cz. [Online]. Internetová encyklopédia.
- [10.] www.fibrasro.sk. [Online]. Fibra, s.r.o. – výroba tvarových preglejok.
- [11.] www.ligmet-sd.cz. [Online]. Ligmet SD a.s. – výroba a predaj stolárskych strojov.
- [12.] www.milwood.eu. [Online]. Milan Myšík – predaj drevoobrábajúcich strojov.
- [13.] www.olaer.cz. [Online]. Olaer cz, s.r.o. – ponuka hydraulického sortimentu.
- [14.] www.boschrexroth.com. [Online]. Bosch Rexroth – výrobca a predajca hydraulických, pneumatických komponentov.
- [15.] www.atos.com. [Online]. Atos – výroba a predaj hydraulických komponentov

www.hydrotechnik.com. [Online]. Hydrotechnik – ponuka meracej a testovacej techniky a príslušenstva k hydraulickým obvodom

www.elektromotory.net. [Online]. Elektromotory Moravec – predaj a servis elektromotorov Siemens.

www.buehler-technologies.com. [Online]. Bühler Technologies GmbH – výrobca a distributor klimatizačnej techniky, hydraulických a pneumatických komponentov.

www.parker.com. [Online]. Parker-Hannifin s.r.o – výroba a predaj hydraulických a pneumatických komponentov.

www.hydroma.cz. [Online]. Hydroma, spol. s r. o. - predaj hydraulických komponentov.

www.hansaflex.sk. [Online]. HANSA-FLEX Hydraulik, s.r.o. - dodávateľ hydraulických hadíc a spojovacích armatúr.

www.omron.cz. [Online]. Omron Electronics spol. s r.o. - poskytovateľ služieb v oblasti priemyselnej automatizácie, elektronických komponentov a zdravotníckej techniky.

Zoznam príloh

Výkresová dokumentácia

Príloha A – Funkčná schéma hydraulického pohonu, číslo výkresu 2012-KUR190-01

Príloha B – Špecifikácia hlavných hydraulických a elektrohydraulických prvkov
a prístrojov, číslo výkresu 2012-KUR190-01/S1, 2012-KUR190-01/S2

Príloha C – Zostavný výkres riadiaceho hydraulického bloku,
číslo výkresu 2012-KUR190-02

Príloha D – Kusovník zostavného výkresu, číslo výkresu 2012-KUR190-02/K

Príloha E – Výrobný výkres základnej dosky, číslo výkresu 2012-KUR190-02/3

Príloha F – Súradnicové rozmery pre výrobný výkres,
číslo výkresu 2012-KUR190-02/3-T1 ... 4

Podakovanie

Chcel by som poďakovať vedúcemu diplomovej práce doc. Ing. Bohuslavu Pavlokov, CSc. a taktiež Ing. Jiřímu Valoškovi, PhD. za čas a odborné rady pri vypracovávaní práce. V neposlednej rade patrí vďaka aj mojej rodine za vytvorenie pracovného priestoru a za podporu.